

**Konstruktion eines modularen
Hochspannungs-Kabeltrommelsystems
zum mobilen Einsatz
in Kabelmessfahrzeugen**

eingereicht als

DIPLOMARBEIT

an der

HOCHSCHULE MITTWEIDA

UNIVERSITY OF APPLIED SCIENCES

Fachbereich Maschinenbau

Mittweida, 2009

Diplomand: Sebastian Thieme

Erstprüfer: Prof. Dr.-Ing. Frank Weidermann

Zweitprüfer: Dipl.-Ing. (FH) Olaf Müller

Studiengang: Maschinenbau

Seminargruppe: MB05wF1

Sebastian Thieme:

Konstruktion eines modularen Hochspannungs-Kabeltrommelsystems zum mobilen Einsatz in Kabelmessfahrzeugen, 68 Seiten, Mittweida, Hochschule Mittweida (FH), Fachbereich Maschinenbau, Diplomarbeit, 2009

Referat:

Kabeltrommelsysteme werden für den platz sparenden Transport von Hochspannungsmesskabeln mit dem Fehlerortungsfahrzeug eingesetzt. Ziel dieser Diplomarbeit ist die Beschreibung der Konstruktion einer Gewicht sparenden und modularen Neuentwicklung eines solchen Systems.

1

3.2.3.1.2	Spannungsverringern mit einem Transistor.....	34
3.2.3.1.3	Pulsweitenmodulation als Verfahren der Leistungsstellung	35
3.2.3.2	Realisierung der Leistungssteuerung der Trommelmotoren per Vorwiderstand.....	37
3.2.3.2.1	Überschlägige Dimensionierung des Vorwiderstandes	37
3.2.3.2.2	Schaltungsbeschreibung	38
3.3	Hauptrahmen.....	39
3.3.1	Aufbau des Rahmens	40
3.3.2	Lagerung der Kabeltrommeln innerhalb des Rahmens	40
3.3.3	Festigkeitsüberprüfung und Lagerberechnungen	41
3.3.3.1	FEM-Spannungsanalyse des Rahmens	42
3.3.3.2	Eignungsprüfung der gewählten Wälzlager.....	45
3.3.3.3	Berechnung der Flächenpressung zwischen Laufrolle und Trommellauffläche	50
4	Erprobung der Konstruktion	53
4.1	Antrieb.....	53
4.2	Kabeltrommeln	55
4.3	Hauptrahmen.....	55
5	Zusammenfassung und Ausblick	58
A	Anhang.....	60
	Anlagenverzeichnis.....	60
A.1	Baugruppenzeichnung des dreiphasigen Kabeltrommelsystems in der 50-m-Ausführung.....	61
A.2	Herstellerdatenblatt des Radial-Rillenkugellagers SKF DIN 625-6000-2RSL.....	63
A.3	Datenblatt des Getriebemotors BOSCH CHP 12V 40W.....	65
A.4	Schaltplan und Bestückungsliste des Motorsteuergerätes	67
	Quellenverzeichnis.....	69
	Literaturverzeichnis	69
	Verzeichnis der Internetquellen	69

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1–1:	Anordnung der Kabeltrommeln im Messwagen.....	3
Abbildung 1–2:	reguläre Unterschreitung des Mindestbiegeradius' bei der Unterbringung des Kabels im Seitenraum	5
Abbildung 1–3:	verschleißbehaftete Abrollbremse der Variante <i>Economy</i>	7
Abbildung 1–4:	Feststellbremse der Variante <i>Economy</i> , im rechten Bildteil ist das ungenügende Einrasten des Bolzens aufgrund von zu großen Fertigungstoleranzen erkennbar	7
Abbildung 1–5:	Variante <i>Comfort</i> , Exzenterhebel zur Kupplungsbetätigung und Kabelarretierung	8
Abbildung 3–1:	Detailaufnahme einer punktgeschweißten Lasche des Trommelrohres	17
Abbildung 3–2:	Keilrippenriemenscheibe mit Taperspannbuchse.....	27
Abbildung 3–3:	grafische Erläuterung der Formelzeichen	29
Abbildung 3–4:	Modell der Riemenspanneinrichtung mit angedeutetem Riemenverlauf	31
Abbildung 3–5:	Ein- und Ausgänge des Leistungssteuergerätes.....	33
Abbildung 3–6:	Einfacher Spannungsteiler.....	34
Abbildung 3–7:	Spannungs-Zeit-Verlauf bei einer Pulsweitenmodulation mit Tastverhältnis $T / t_E = 0,5$	36
Abbildung 3–8:	Laufrollen zur Lagerung der Kabeltrommeln	41
Abbildung 3–9:	Kraftwirkungen in der FEM-Simulation	43
Abbildung 3–10:	FEM-Simulation der statischen Belastung des inneren Rahmenteils unter der Gewichtskraft je einer Kabeltrommel	45
Abbildung 3–11:	Position der Lagerrollen zur Kabeltrommel.....	46
Abbildung 3–12:	Kräfteverhältnisse an den Lagern A und B jeder Kabeltrommel	47
Abbildung 4–1:	überarbeitete Riemenspanneinrichtung.....	54
Abbildung 4–2:	Mögliche Versteifung des Gesamtsystems durch ein Querblech	56
Abbildung 4–3:	Laufrolle nach 14-tägigem Dauerversuch	57

Tabellenverzeichnis

Tabelle 1-1:	Vergleich der drei Kabeltrommelsysteme, Verkaufszahlen aus den Jahren 2007 und 2008	10
--------------	----------------------------------------------------------------------------------------------	----

Abkürzungsverzeichnis

a.a.O.	am angegebenen Ort
CAD	Computer Aided Design
FEM	Finite Elemente Methode
FOF	Fehlerortungsfahrzeug
PWM	Pulsweitenmodulation

Einleitung

Die Firma sebaKMT ist eine weltweit aufgestellte Holding, welche Mess- und Ortungstechnik für Kabel, Leitungen und deren Fehler entwickelt und herstellt. Innerhalb der Unternehmensstruktur ist die Firma Hagenuk KMT Kabelmesstechnik GmbH mit Sitz in Radeburg bei Dresden unter anderem zuständig für die Entwicklung und Fertigung von Fehlerortungsfahrzeugen, im Folgenden abgekürzt mit FOF.

Mit der im FOF eingebauten Technik ist es möglich, per Vorortung die Position von Fehlern in Hochspannungserdkabeln mit einer Genauigkeit von etwa zehn Metern zu bestimmen. Zu diesem Zweck schließt man die Messtechnik des FOF beispielsweise in einer Transformatorenstation an und misst von dort aus die ungefähre Entfernung des Fehlers. Die so genannte konventionelle Nachortung geschieht über die gezielte Produktion von elektrischen Überschlüssen an der Fehlerstelle selbst, was eine erhebliche Schallemission nach sich zieht. Die einzelnen Schallimpulse können dann per Bodenmikrofon von der Straßenoberfläche aus lokalisiert werden. Auf diese Art und Weise wird die Fehlerstelle exakt festgestellt, so dass eine größere Baumaßnahme zur Lokalisierung des Kabelfehlers vermieden werden kann.

In den vergangenen Jahren wurde der Entwicklungsschwerpunkt mehr auf die eigentliche elektrische Messtechnik gelegt. Neue Messverfahren und qualitative Steigerungen beispielsweise bei der Ortungsgenauigkeit verbesserten das Produktangebot der Firma Hagenuk KMT und ermöglichten ihr eine Stärkung der Marktposition.

In den letzten Jahren wurden Kundenanfragen nach einer Weiterentwicklung der Anschlusstechnik des FOF aufgegriffen. Gewünscht wurde eine Erhöhung der Geschwindigkeit, mit der das Kabel elektrisch wieder eingeholt wird, teilweise wurde auch eine Verbesserung des Bedienkonzeptes an sich gefordert. Seitens der Firmenleitung wurde festgestellt, dass zu gehäuft Servicefällen kommt, die mit den in Benutzung befindlichen Kabeltrommelsystemen in Zusammenhang stehen.

Die vorliegende Diplomarbeit beschreibt die komplette Neukonstruktion eines modularen Kabeltrommelsystems mit den Zielen der Erhöhung der Kundenzufriedenheit und Arbeitssicherheit sowie der Senkung des Systemgewichtes. Dabei beschränkt sich der Autor im Wesentlichen auf den mechanischen Teil. Zur Steue-

rung der Elektromotoren werden im Rahmen dieser Diplomarbeit lediglich Vorschläge gemacht.

Besonderes Augenmerk soll auf die fertigungsgerechte Konstruktion gelegt werden. Durch die Auswahl geeigneter Fertigungsverfahren sollen die Herstellungskosten minimiert werden, dabei gilt unter Herstellung auch die komplette Montage des Kabeltrommelsystems, welche von einer externen Firma durchgeführt werden soll.

Im ersten Kapitel wird eine Einführung in den bisherigen Stand gegeben, während der zweite Abschnitt der Vorbereitung auf die Konstruktionstätigkeit dient. Im Kapitel Drei wird die Konstruktion vorgestellt und dabei auch auf Nachweise zur Haltbarkeit, Festigkeit und sonstige Eignung eingegangen. Im letzten Kapitel erfolgen eine Zusammenfassung über das Erreichte und ein Ausblick zu weiteren möglichen Verbesserungen.

1 Einführung

Die bisherige Produktpalette für die Anschluss technik umfasst drei verschiedene Kabeltrommelsysteme. Dabei können die Kunden nach technischen und anderen Aspekten entscheiden, welche Anzahl an gleichzeitig zu messenden Phasen gewünscht ist. Die Trommeln unterscheiden sich weiterhin in verschiedenen Komfortdetails.

So sind sowohl elektrisch angetriebene Varianten (*Comfort* und *Professional*) und eine Version mit Handkurbelbetätigung (*Economy*) erhältlich. Die Variante *Professional* besitzt im Unterschied zur *Comfort*-Version einen so genannten Schleifring, der die Drehung der Trommel ohne Trennung der elektrischen Verbindung des Kabels zur Messtechnik ermöglicht, was das Einsparen eines weiteren Arbeitsganges für den Bediener darstellt.

Um eine typische Einbausituation zu illustrieren, ist im rechten Teil des Fahrzeuges in Abbildung 1–1 eine dreiphasige Anordnung der *Comfort*-Version in der Variante 50 m zu sehen.



Abbildung 1–1: Anordnung der Kabeltrommeln im Messwagen

Quelle: Hagenuk KMT intern

Das Kabel selbst ist ein so genanntes Koaxialkabel, das heißt um einen mittig eingebrachten Leiter liegt koaxial ein Schirm, der elektrisch geerdet ist. Um beide Leiter ist zu Isolationszwecken eine elastische nichtleitende Elastomerschicht aufgebracht.

1.1 Ausgangslage und Handlungsmotivation

Da die Kundenanfragen sich nicht auf ein Kabeltrommelsystem beschränkten, sondern alle drei Varianten betrafen, wird in diesem Abschnitt detaillierter auf einzelne Punkte und den Ist-Zustand der bisherigen Konstruktionen eingegangen.

1.1.1 Version *Economy*

Die Variante *Economy* besitzt einen Handkurbelantrieb und ist die meist verkaufte Ausführung. Sie besitzt keinen Schleifring, was bedeutet dass vor jedem Ab- und Auftrommeln des Kabels der jeweilige Stecker aus einem so genannten Steckfeld entfernt und in einen dafür vorgesehenen Bereich in der Trommelseitenwand arretiert werden muss. Der Mindestbiegeradius des verwendeten Kabels beträgt 120 mm. In Abbildung 1–2 ist zu sehen, dass dieser Mindestbiegeradius erheblich unterschritten wird, wenn der Bediener das Kabel in den Seitenraum der Trommel einlegt.

Bei jeder Messung wird das Einlegen des Kabels in den Seitenbereich zweimal ausgeführt, was im Laufe der Zeit dazu führt, dass das Kabel an einer bestimmten Stelle bricht. Teilweise reparieren es die Kunden dann selbst wieder, womit diese sich allerdings durch nicht zulässige Reparaturmethoden später häufig Messfehler einhandeln. In anderen Fällen kommt es zur Reparatur seitens des Herstellers im Rahmen der Gewährleistung. Es wird angestrebt, die Kosten, die durch diese Servicefälle entstehen, einzusparen.



Abbildung 1–2: reguläre Unterschreitung des Mindestbiegeradius' bei der Unterbringung des Kabels im Seitenraum

Quelle: Hagenuk KMT intern

Ein weiterer Aspekt ist der Vorgang der Kabelarretierung selbst. Dabei kommt es durch die Bauweise der Kabelhaltevorrichtung immer wieder zu Schnittverletzungen an den Fingern des Bedieners, da an dieser Stelle fertigungsbedingt unter Umständen scharfen Kanten existieren. Die Vorrichtung an sich ist nur in einer bestimmten Stellung der Trommel zu erreichen, so dass auch in dieser Hinsicht noch Optimierungen gewünscht wurden. Weiterhin erfordert das starre Kabel einen hohen Kraftaufwand zum Einlegen in die Haltevorrichtung beziehungsweise zum Einbringen in den seitlichen Aufbewahrungsraum. Erschwerend kommt hinzu, dass diese Tätigkeiten in einer für Bediener mit geringer Körpergröße ergonomisch ungünstigen Position verrichtet werden müssen, wenn zum Beispiel die oberste Trommel benutzt wird. Diese befindet sich etwa 2 m über dem Erdboden, was in den meisten Fällen bedeutet, dass sich das Messpersonal auf die Ladekante des Fahrzeugs stellen muss, um das Kabel aufzutrommeln. Dabei hält er sich mit einer Hand am Rahmen fest und betätigt mit der anderen die Trommelkurbel. So ist es nur schwer möglich, das Kabel so zu führen, dass sich eine platz sparende Wickelordnung auf der Trommel ergibt.

Durch eine veränderte Bedienerposition könnte die Arbeitssicherheit erhöht werden, da die Gefahr des Abrutschens von der Ladekante nicht mehr bestehen würde.

Ein häufiger Punkt in der Kundenresonanz ist die Bedienung und Funktion der Bremsen, welche ein unkontrolliertes Abrollen des Kabels und daraus resultierende „Kabelwirren“ verhindern sollen. Zu unterscheiden ist dabei zwischen der Ablaufbremse, die für eine Begrenzung der Abrollgeschwindigkeit sorgen soll und der Feststellbremse, welche für die Blockierung der Trommel während der Fahrt und der Messung sorgt.

Als Ablaufbremse (Abbildung 1–3) dient bisher ein Blech, welches mit einem Stück Schlauch aus Elastomer umwickelt ist und per Griffschraube seitlich an den Trommelkörper angepresst wird. Die besagte Stellschraube befindet sich allerdings am hinteren Teil des Trommelgestells, der aufgrund der baulichen Enge im FOF nicht von der Seite erreicht werden kann. So kommt es zu einer ergonomisch ungünstigen Bedienposition, in der der Nutzer so lange verharren muss, bis durch mehrere Umdrehungen der Rändelschraube die gewünschte Bremswirkung eingestellt ist. Durch eine Änderung der Konstruktion könnte sich weiterhin der Verschleiß dieser Ablaufbremse verringern; bisher ist bereits nach kurzer Zeit das Elastomer abgerieben und muss durch den Service ersetzt werden.

Die Feststellbremse (Abbildung 1–4) besteht ebenfalls aus einer Griffschraube, deren Schaft bei Arretierung seitlich in eine der umlaufend eingebrachten Bohrungen der jeweiligen Trommel hineinragt. Auch dafür sind einige Umdrehungen an der Schraube nötig, die der Bediener in einer ergonomisch ungünstigen Position bewerkstelligt.



Abbildung 1–3: verschleißbehaftete Abrollbremse der Variante *Economy*

Quelle: Hagenuk KMT intern

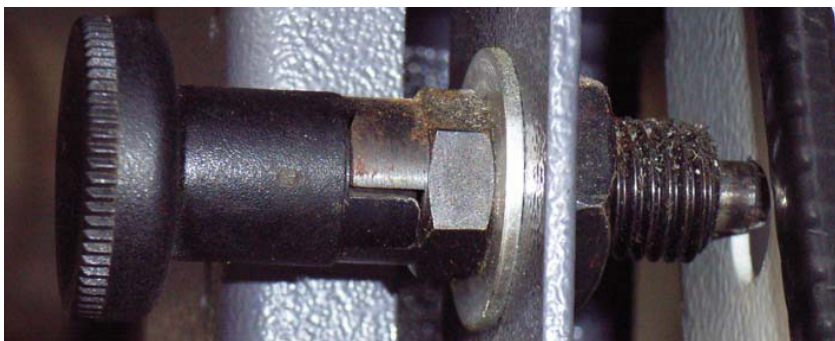


Abbildung 1–4: Feststellbremse der Variante *Economy*, im rechten Bildteil ist das ungenügende Einrasten des Bolzens aufgrund von zu großen Fertigungstoleranzen erkennbar

Quelle: Hagenuk KMT intern

1.1.2 Version *Comfort*

Die *Comfort*-Ausführung unterscheidet sich von der *Economy*-Version lediglich durch einen elektrischen Antrieb zum Auftrommeln des Kabels. Dabei treibt jeweils ein Getriebemotor über einen Kettentrieb eine Kabeltrommel an. Da die Ausführung der Kabelenden genauso wie in der *Economy*-Variante gestaltet ist, bestehen hier die gleichen Verbesserungspotenziale hinsichtlich der Bedienungsergonomie und der Arbeitssicherheit.

Ergänzend dazu treten Effekte auf, die sich auf die Konstruktion des Antriebes zurückführen lassen. Um das Kabel per Hand abtrommeln zu können, muss mittels Umlegen eines Exzenterhebels (Abbildung 1–5) eine Kupplung geöffnet werden, welche die kraftschlüssige Verbindung zum Kettentrieb unterbricht. Bei der Bedienung dieses Hebels kann es auf Grund seiner kurzen Länge, der ergonomisch nicht optimalen Griffform und der auftretenden Rückstellkraft immer wieder zu Verletzungen des Bedieners in Folge eines unerwarteten Zurückschlagens des Hebels kommen.



Abbildung 1–5: Variante *Comfort*, Exzenterhebel zur Kupplungsbetätigung und Kabelarretierung

Quelle: Hagenuk KMT intern

Ein weiterer Aspekt, der seitens der Kunden immer wieder angesprochen wird, ist der Wunsch nach einer höheren Auftrommelgeschwindigkeit. Der Bediener muss lange in einer für ihn unter Umständen ungünstigen Position verharren, bis das Kabel komplett eingeholt ist. In einer firmeninternen Auswertung über die Kundenzufriedenheit wurde festgestellt, dass manche Kunden sogar den Antriebsmotor auskuppeln und per Hand auftrommeln, um Zeit zu sparen.

Auch bei dieser Variante gibt es Verbesserungspotential hinsichtlich der Bremsen, wobei das Spektrum ähnlich wie bei der *Economy*-Variante ist. Zusätzlich kommt hier noch die mögliche Fehlerquelle hinzu, dass der Antriebsmotor trotz eingerasteter Beharrungsbremse (Abbildung 1–4) betätigt werden kann. Dabei kam es in der Vergangenheit immer wieder zum Abscheren des Arretierbolzens.

1.1.3 Version *Professional*

Die *Professional*-Variante des Kabeltrommelsystems ist ein komplettes Zukaufteil und wird fertig montiert angeliefert. Sie zeichnet sich durch motorische Kabelrückholung und die elektrische Kontaktierung über so genannte Schleifringe aus. Die zentrale Funktion solcher Schleifringe, also die Aufrechterhaltung des elektrischen Kontaktes auch während der Drehung der Trommel, wird dabei für die Anwendung in den Produkten der Firma Hagenuk KMT nicht benötigt, denn die Trommel wird in keinem Fall bewegt, solange Spannung anliegt. Die Sicherheitsfunktionen der Messtechnik gestatten die Inbetriebnahme auch nur in dem Fall, wenn die Ladetüren des FOF geschlossen sind. Hagenuk KMT verwendet die Trommeln der Bauart *Professional* nur deswegen, weil das Hochspannungskabel vor und nach der Bewegung der Trommel nicht manuell abgekoppelt oder angeschlossen werden muss. Für den Kunden bedeutet dies einen Komfort- und Zeitgewinn.

Der Antrieb der Trommeln besteht bei diesem Trommelsystem aus zwei Getriebemotoren, die zusammen eine zentrale Welle antreiben. Über jeweils einen Hebel wird die Kupplung zwischen einer der Trommeln und der Antriebswelle betätigt, wobei jedoch die einzelnen Hebel nicht gegeneinander verriegelt sind. Deshalb kam es häufig vor, dass Schäden an Übertragungsgetriebe oder Motoren auftreten, weil mehr als eine Trommel eingekuppelt war und es deshalb zu mechanischen oder elektrischen Überlastungen kam. Sehr häufig tritt dabei auch das Auslösen der elektrischen Anschlusssicherung auf, welche vom Kunden vor Ort gewechselt werden kann.

Auch wenn letzterer Schaden finanziell und vom Behebungsaufwand her nicht stark ins Gewicht fällt, stellt es für den Kunden eine Behinderung im Arbeitsablauf dar und bedeutet für den Hersteller einen weiteren Verlust im Vertrauensvorschuss seitens des Käufers.

Auch beim Trommeltyp *Professional* kam es zu Verbesserungswünschen seitens der Kunden bezüglich der Rückholgeschwindigkeit des Kabels. In diesem Punkt wurde seitens der Firma Hagenuk KMT bereits eine konstruktive Lösung erarbeitet. Das trommelseitige Kettenrad wurde im Durchmesser verringert, wodurch es zu einer Drehzahlerhöhung der Trommel bei noch ausreichender Rückholkraft kam.

1.2 Eckdaten der bisherigen Konstruktionen

Im weiteren Verlauf der Arbeit soll lediglich auf die Variante *Comfort* in der 3-phasigen Ausführung eingegangen werden.

Diese Ausführung wird vollständig montiert eingekauft und liegt im Preis zwischen der *Economy*-Variante und der *Professional*-Ausführung, wie in Tabelle 1-1 zu erkennen ist. Dort sind der Anteil der jeweiligen Bauart bei der Verwendung in den FOF und der so genannte HK1-Preis für jedes Kabeltrommelsystem aufgelistet. Der HK1 steht für die Kosten, die entstehen, um eine Einheit zu fertigen und komplett zusammenzubauen, wobei die Hochspannungskabel nicht einberechnet sind.

Ausführung	HK1 [€]	Anteil am Gesamtverkauf
Economy	770	52 %
Comfort	2.364	29 %
Professional	4.685	19 %

Tabelle 1-1: Vergleich der drei Kabeltrommelsysteme, Verkaufszahlen aus den Jahren 2007 und 2008

Quelle: Beleg Hagenuk KMT intern

2 Voruntersuchung

Der Firma Hagenuk KMT liegt eine Untersuchung über die verbauten Kabeltrommelsysteme sowie mögliche Verbesserungen derselben in Form einer Belegarbeit vor.¹ Die Arbeit beschäftigt sich aus ergonomischer Sicht mit den Problemen der bisher verbauten Kabeltrommelsysteme und findet über eine Variantendarstellung zu einer für die Firma Hagenuk KMT geeigneten Lösung.

Im Zusammenhang mit dieser Untersuchung wurde seitens der Firmenleitung für die Neukonstruktion folgendes festgelegt:

- Schwerpunkt der Neuentwicklung ist der Ersatz der Varianten *Comfort* und *Professional*.
(Die manuelle *Economy*-Variante wird auf der neuen Konstruktion basieren, aber nicht im Rahmen der Diplomarbeit behandelt)
- Die drei Trommeln werden übereinander angeordnet.
- Die Art der Kabelaufnahme wird nicht in einer Spirale wickelnd, sondern weiterhin nebeneinander wickelnd ausgeführt.
- Die Lagerung der Trommeln geschieht über tangential angebrachte Rollen statt wie bisher über eine durchgehende zentrale Achse, um den innenliegenden zentralen Bereich frei für Anschlusstechnik, wie Schleifring oder Koaxialbuchse, zu halten.
- Die Funktion der Feststellbremse wird durch die Selbsthemmung des Antriebsmotors gewährleistet.

2.1 Forderungen an die Neukonstruktion

Die Rahmenbedingungen für die Konstruktion eines neuen Kabeltrommelsystems wurden vom Produktmanager der sebaKMT-Holding und deren Entwicklungsleiter vorgegeben. Dabei sollen die Punkte, die über den einleitenden Abschnitt von Kapitel 2 genannte hinausgehen, hier aufgeführt werden.

Jede einzelne Kabeltrommel soll im Normalfall 50 m Hochspannungskabel vom Durchmesser 20 mm und der Spannungsfestigkeit 120 kV aufnehmen können. Dabei ist die Konstruktion so vorzusehen, dass eine Version mit der Kabelkapazität von

¹ Paul Hornoff: Ergonomische Analyse und Umgestaltung eines Kabeltrommelsystems, Belegarbeit an der Technischen Universität Dresden im November 2008

80 m lediglich durch Verbreitern des Kabeltrommelkörpers sowie einiger weniger Verbindungsteile des Rahmens geschaffen werden kann.

Weiterhin darf das neue Kabeltrommelsystem nicht schwerer und nicht teurer werden als es das bestehende *Comfort*-System ist. Konkret soll die Neukonstruktion leichter als 72 kg und im Einkaufspreis billiger als rund 2.300 € sein. Die Gewichtsrestriktion besteht vor allem deswegen, weil das Gesamtgewicht des FOF geringer als 3,5 t sein muss. Dies ist eine Forderung seitens des Produktmanagements von sebaKMT, damit die angebotenen FOF auch durch Fahrer mit der Führerscheinklasse B bewegt werden können. Erwünscht ist, dass sich das Gewicht der Neukonstruktion deutlich unter dem der jetzigen befindet, um Reserven für Weiterentwicklungen der eigentlichen Messtechnik zu schaffen.

Da das Kabeltrommelsystem je nach benutzter Messtechnik links oder rechts im Messwagen stehen kann, wird gefordert, dass die Neukonstruktion in beiden Fällen gleich gut montierbar und bedienbar ist. Erfüllt werden soll diese Forderung mit weitgehend symmetrischen Aufbau der Baugruppen, so dass es ohne große Änderungen möglich sein wird, das Kabeltrommelsystem für beide Einbauvarianten zu verwenden.

2.2 Hochspannungsmesskabel

Das Hochspannungsmesskabel hat die Aufgabe, die elektrische Messtechnik des FOF mit der Anschlussstelle, also zum Beispiel einer Transformatorstation, elektrisch zu verbinden. Danach wird das dort abgehende Erdkabel einer Reihe von Prüf- und Messverfahren unterzogen, wobei am Hochspannungsmesskabel des FOF eine Spannung bis etwa 80 kV anliegt. Um auch nach Alterung des Kabels ausreichend Sicherheit gegen Durchschläge und Teilentladungen sicherzustellen, wird ein im Neuzustand mit 120 kV belastbares Kabel gewählt. Um diese Spannungsfestigkeit zu erreichen, ist die Seele des Koaxialkabels vom Schirm mit einer dicken Isolationschicht aus Kunststoff isoliert, wobei der Schirm wiederum von einer Polymerschicht umhüllt ist. Durch diese Maßnahmen hat das Hochspannungskabel einen Durchmesser von 20 mm und einen Mindestbiegeradius von 120 mm. Wird letzterer unterschritten, kommt es unweigerlich zur Schädigung der Isolation und/oder des Schirms. Demzufolge ist die Kabeltrommel so auszulegen, dass der Durchmesser des Trommelkörpers mindestens 240 mm beträgt.

Das spezifische Gewicht des Kabels wird vom Hersteller mit 0,505 kg/m angegeben, was bei der Maximalkapazität von 80 m Hochspannungskabel eine Masse von etwa 40 kg je Trommel ergibt. Die Rahmenkonstruktion des neu zu konstruierenden Kabeltrommelsystems muss in der 3-phasigen Ausführung also ihr Eigengewicht und insgesamt etwa 120 kg tragen können, wobei hier noch kein Sicherheitsfaktor für die Stöße einberechnet ist, denen das System durch Fahrbewegungen (Bodenwellen, Schlaglöcher) des FOF zusätzlich ausgesetzt ist.

3 Konstruktionsbeschreibung

In diesem Kapitel wird die Herangehensweise an die Neukonstruktion dokumentiert und dabei auf die Einzelteile wie auch die Baugruppen eingegangen.

Im ersten Unterkapitel wird die Konstruktion der Kabeltrommel an sich beschrieben. Mit dem Wissen um deren Dimensionen und Form beschäftigt sich das zweite Unterkapitel mit dem Antrieb und der elektrischen Steuerung, während der Punkt 3.3 mit dem Rahmenaufbau abschließt.

Generell werden alle Teile aus nichtrostenden Materialien gefertigt, um nicht auf die Haft-, Schlag- und Abriebfestigkeiten von alternativ aufzubringenden Schutzschichten vertrauen zu müssen.

Die Fehlerortungsfahrzeuge werden in verschiedene Länder verkauft. Dabei müssen sie auch klimatischen Extrema standhalten, wie sie zum Beispiel in Russland oder Saudi-Arabien vorzufinden sind. Das Kabeltrommelsystem ist im Messwagen folgenden Bedingungen ausgesetzt:

- Temperaturbereich -25°C bis 70°C
- Luftfeuchtigkeit bis 90%
- mechanische Stöße während der Fahrt im FOF

3.1 Kabeltrommeln

In den bisherigen Konstruktionen sind die eigentlichen Kabeltrommeln aus Stahl hergestellt. Dabei besteht jede Einzeltrommel aus einem rundgewalzten und zum Hohlzylinder zusammengeschweißten Blech. Wie in Abbildung 1–2 zu sehen ist, besitzt dieses an beiden Seiten Laschen, auf welche je ein kreisförmiges Seitenteil gesteckt wird. Danach werden diese Laschen umgebogen und mit dem Seitenteil verschweißt.

Da das Kabelende nicht mehr im Seitenteil untergebracht werden soll und die Kabeltrommel als solches anders gelagert werden muss (tangential auf dem Umfang, im Gegensatz zur Lagerung auf der Mittelachse bei den bisherigen Konstruktionen), ist eine Neukonstruktion nötig. In 3.1.1 bis 3.1.3 sind die Möglichkeiten aufgezeigt, die sich aus Ideensammlung in Diskussionen ergaben.

3.1.1 Fertigung der Kabeltrommeln aus Kunststoff

Für die Wahl der Werkstoffgruppe der Kunststoffe spräche, dass hierfür ein großes Angebot an preiswerten Halbzeugen wie Tafeln und Rohren erhältlich ist. Diese lassen sich in den meisten Fällen gut spanend bearbeiten sowie durch Kleben beziehungsweise Schweißen miteinander fügen.

Polyvinylchlorid (PVC-hart) und Polyethylen (PE) könnten geeignete Werkstoffe sein, da beide Materialien in vielen Halbzeugen preiswert verfügbar sind. Weiterhin lassen sich beide Kunststoffe einfach und damit verhältnismäßig günstig stoffschlüssig verbinden; PVC-hart durch lösungsmittelbehaftetes Kleben und PE durch Kunststoffschweißen. Nötig wird die Forderung nach stoffschlüssigem Fügen, weil das Trommelrohr mit den Seitenteilen sehr fest und vor allem zuverlässig verbunden werden soll, da an der Nahtstelle beim Drehen eine ständige Wechselbelastung auftritt. Aus diesem Grund kam ein reines Adhäsionsklebverfahren nicht in Betracht, da man in der Firma Hagenuk KMT die Erfahrung machte, dass sich bei reinen Adhäsionsklebungen häufig die beiden verbundenen Teile unter Wechselbelastungen voneinander lösen.

Trotz der günstigen Fügemöglichkeiten schieden beide Werkstoffe bei näherer Betrachtung aus. PVC besitzt eine obere Gebrauchstemperatur von etwa 65 °C² und verliert oberhalb dieser Grenze seine angegebene Festigkeit. Da die FOF aber auch in wärmeren Erdgebieten, beispielsweise im arabischen Raum eingesetzt werden, wo die Fahrzeuginnenräume durch Sonneneinwirkung auch Temperaturen über dieser Einsatzgrenze des Materials annehmen können, kommt PVC als Konstruktionswerkstoff nicht in Frage. PE schied als Werkstoff ebenfalls aus, da vom Maß her kein passendes Halbzeug (PE-Rohr) in der Ausführung „flammenhemmend“ erhältlich war. Die Fertigung mittels Kunststoffumformung von Platten und anschließender Klebung zu einem Hohlzylinder oder alternativ die Fertigung von geeignetem Halbzeug wurde aus finanzieller Sicht für nicht vertretbar eingeschätzt. Ein weiterer Nachteil von Kunststoffen ist das meist ungünstige Verhältnis zwischen dem spezifischen Gewicht und der Materialfestigkeit. Glasfaserverstärkte Kunststoffe wären eine denkbare Alternative zu den beiden oben genannten Thermoplasten. Allerdings ist deren Formgebung beispielsweise mittels Handlaminierung oder Spritzgussverfahren für die zu erwarteten Stückzahlen zu kostspielig.

² Nach Roloff/Matek: Tabellenbuch Maschinenelemente, 2005. TB 1-4

3.1.2 Fertigung der Kabeltrommeln als Aluminium-Schweißkonstruktion

Eine weitere Möglichkeit ist eine Schweißkonstruktion mit dem Werkstoff Aluminium. Die Vorteile bei dieser Möglichkeit sind die Gewichtsreduzierung aufgrund der höheren spezifischen Festigkeit von Aluminium im Vergleich zu den beiden oben genannten Kunststoffen sowie die zuverlässige Fügemethode des Aluminium-Schweißens für die Verbindung des Trommelrohrs mit den beiden Seitenteilen.

Dem zuletzt genannten Vorteil stehen allerdings zwei Nachteile gegenüber. Zum Ersten forderte der Teilelieferant von Hagenuk KMT eine Mindestblechdicke von 2 mm für das Aluminiumschweißen, was die Festigkeitsreserve dieses Materials nicht nutzbar macht und zu unnötig hohem Gewicht führt. Rein von den Festigkeitsanforderungen her würde auch 1 mm dickes Aluminiumblech für das Trommelrohr genügen. Zum Zweiten ist das Schweißen von Aluminium ein relativ teures Verfahren, so dass nach einer weiteren Alternative gesucht wurde.

3.1.3 Fertigung der Kabeltrommeln als teilgeschweißte Konstruktion

Bei dieser Variante wird das rundgewalzte Aluminiumblech so wie bei den bisherigen Konstruktionen mit seitlichen Laschen versehen, die in Handarbeit umgeknickt werden, sobald das Seitenteil aufgesteckt ist. Danach wird jede Lasche im Punktschweißverfahren am Seitenteil fixiert. In Abbildung 3–1 ist eine solche Lasche zu sehen.

Es wurde entschieden, dass diese Variante realisiert wird. Sie bietet einen Kompromiss zwischen Gewichts- und Kostenoptimierung. Sowohl Seitenteile als auch das rundgewalzte Trommelrohr können vollständig auf einer Laser- oder Stanzmaschine aus entsprechendem Aluminiumblech hergestellt werden. Unter Umständen müssen die Senkungen in den Seitenteilen spanend hergestellt werden, wobei für diese Anwendung auch spezielle Umformwerkzeuge, verwendbar auf einer Stanzmaschine, existieren.

Sollte die äußere runde Fläche durch die Laser- beziehungsweise Stanzbearbeitung eine zu hohe Rauigkeit aufweisen, sollte diese auf einer Drehmaschine längs rund gedreht werden.

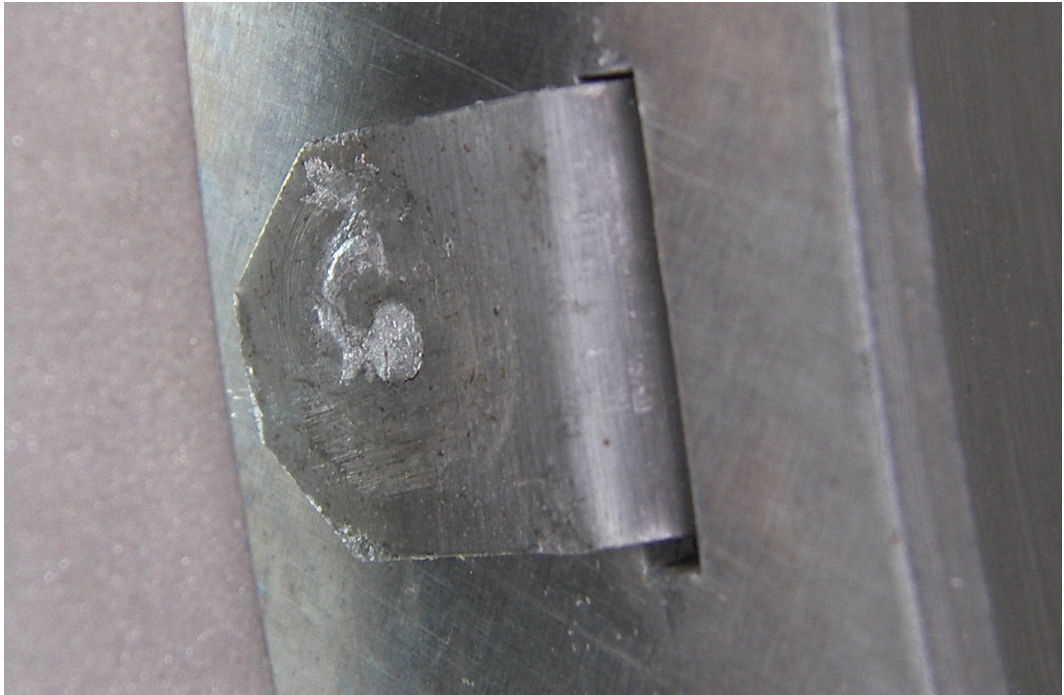


Abbildung 3–1: Detailaufnahme einer punktgeschweißten Lasche des Trommelrohres

Quelle: Hagenuk KMT intern

Um die Maße der einzelnen Kabeltrommeln festlegen zu können, muss eine Kapazitätsberechnung erfolgen. Dabei gibt es verschiedene Einflussfaktoren. Der kleinstmögliche Trommeldurchmesser richtet sich nach dem Mindestbiegeradius des Messkabels von 120 mm (siehe Kapitel 2.2). Deshalb wird der Durchmesser der Trommel auf 250 mm festgelegt, wobei in diesem Maß noch 10 mm Zugabe enthalten sind, um nicht die Spezifikationsgrenzen des Kabels zu erreichen. Die zweite Größe ist die Kabellänge. Diese beträgt im Normalfall 50 m, im Ausnahmefall 80 m. Dritte Randbedingung ist die Maximalbreite der Konstruktion, die von der Anzahl der nebeneinander liegenden Kabelwindungen bestimmt wird. Hierbei lag die Orientierung an den bisherigen Konstruktionen, so dass die Festlegung auf 19 Kabellagen nebeneinander fiel. Im Folgenden soll mit einer iterativen Berechnung die Kabelkapazität ermittelt werden. Dabei steht l für die Kabellänge und d für den Durchmesser der neutralen Faser der jeweiligen Kabellage.

$$u = \pi \cdot d \cdot 19 \text{ Lagen}$$

Formel 3-1

1.

$$u_1 = \pi \cdot (250 + 20) \text{ mm} \cdot 19 \text{ Lagen}$$

$$\underline{u_{ges1} = u_1 = 16,1 \text{ m}}$$

2.

$$u_2 = \pi \cdot (270 + 20) \text{ mm} \cdot 19 \text{ Lagen}$$

$$u_2 = 17,3 \text{ m}$$

$$\underline{u_{ges2} = u_2 + u_{ges1} = 33,4 \text{ m}}$$

3.

$$u_3 = \pi \cdot (290 + 20) \text{ mm} \cdot 19 \text{ Lagen}$$

$$u_3 = 18,5 \text{ m}$$

$$\underline{\underline{u_{ges3} = u_3 + u_{ges2} = 51,9 \text{ m}}}$$

Wenn 19 Lagen Kabel nebeneinander aufgewickelt werden, genügen also insgesamt 3 Lagen übereinander, um eine Kapazität von 50 m Messkabel zu erreichen. Der Außendurchmesser des Kabelwickels beträgt dann 370 mm. In der Praxis muss mit einem größeren Wickeldurchmesser gerechnet werden, da erfahrungsgemäß im alltäglichen Messeinsatz nicht immer exakt 3 Lagen übereinander gewickelt werden. Die innere Trommelbreite berechnet sich aus dem Produkt von Kabeldurchmesser und der Anzahl der Kabellagen nebeneinander, ergänzt mit einer zu erprobenden Toleranz von 5 mm. Damit ist die innere Trommelbreite auf 395 mm festgelegt.

3.2 Antrieb

Der Antrieb der Kabeltrommeln soll eine betriebssichere Übertragung des geforderten Drehmoments bei ausreichender Drehzahl gewährleisten. Dabei wird als ungünstigster Fall wieder die 80-m-Variante des Kabeltrommelsystems angesehen.

Aus firmeninternen Untersuchungen hat sich ergeben, dass eine Trommeldrehzahl von etwa 20 bis 25 Umdrehungen pro Minute beim Auf- und Abtrommeln von den Kunden gewünscht wird. Die Übersetzung des Antriebes ist dementsprechend so auszulegen, dass mit dem gewählten Motor diese Drehzahl im Normalfall erreicht wird.

In der Firma Hagenuk KMT werden üblicherweise für Kleinantriebe in Hochspannungsschaltern oder ähnlichem Getriebemotoren benutzt, wie sie auch für Scheibenwischantriebe in Kraft- und Nutzfahrzeugen eingesetzt werden. Diese Motoren bestehen aus einem Gleichstrommotor und einem angeschlossenen Schneckengetriebe. Auch in den bisherigen Konstruktionen *Comfort* und *Professional* kommen diese Motoren zum Einsatz. Sie zeichnen sich durch mechanische Robustheit, Blockierfestigkeit und ein hohes Ausgangsdrehmoment aus. Bedingt durch die niedrige KFZ-Bordspannung von 12 V fließt ein hoher Strom durch die Anschlussleitungen zum Motor.³ Sämtliche Schalter, Kabelverbinder und natürlich der Kabelquerschnitt selbst müssen für diese Stromstärke ausgelegt sein, welche kurzzeitig bis auf 60 A Spitzenwert (siehe Datenblatt) steigen kann. Allerdings wird der Spitzenstrom durch eine Schmelzsicherung sowie einen Sicherungsautomaten auf niedrigere Werte begrenzt.

Erfahrungsgemäß kommt es beim Auftrommeln des Hochspannungskabels immer wieder zu mechanischen Hemmungen des Kabels an Türrahmen, Häuserecken und ähnlichem, so dass die Trommel- und damit die Motordrehzahl sinken. Dadurch sinkt der elektrische Innenwiderstand des Elektromotors, was zu einer erhöhten Leistungs- und damit Stromaufnahme führt. In Folge dessen brennt häufig die verwendete 30 A-Schmelzsicherung in der Zuleitung durch, welche bisher durch den Kunden gewechselt und in Vorräten im FOF mitgeführt werden musste. Daher ist die Verwendung eines Motorschutzschalters (beziehungsweise Sicherungsautomaten) sinnvoll. Dieser unterbricht die Spannungsversorgung zum Motor, wenn eine vorher festgelegte Stromstärke überschritten wird. Der Motor bleibt dann stehen und der Bediener kann die Ursache der Behinderung (Kabelwirr, Verknotung oder ähnliches) beseitigen. Anschließend betätigt er die Rückstelltaste am Motorschutzschalter, wodurch der Stromkreis wieder geschlossen wird und das Auftrommeln fortgesetzt werden kann.

Die Übertragung des Drehmoments geschah bei den bisherigen Konstruktionen über je einen Kettentrieb je Trommel. Da eine Gewichtsreduzierung im Laufe der Neukonstruktion stattfinden soll, wurde nach Alternativen gesucht. Im Folgenden sollen einige Möglichkeiten stichpunktartig dargestellt werden.

³ Bei angenommener konstanter Gleichspannung U ergibt sich der Strom I bei einer festgelegten Motorleistung P aus $P = U \cdot I \rightarrow I = \frac{P}{U}$

Daraus lässt sich schließen, dass der aufgenommene Strom eines Verbrauchers steigt, wenn bei gleicher angelegter Spannung die abgegebene Leistung größer wird.

- **Reibradantrieb:** Auf der Abtriebswelle des Getriebemotors ist dabei ein Reibrad befestigt, welches durch direkten Kontakt ein größeres Rad an der jeweiligen Kabeltrommel antreibt. Nachteilig ist die Notwendigkeit, das Reibrad anzupressen, um Reibschluss herzustellen. Weiterhin tritt prinzipbedingt bei diesem Verfahren Verschleiß am Reibrad selbst auf, was sich negativ auf die Zuverlässigkeit des Antriebs auswirkt. Negativ ist ebenfalls der konstruktive Mehraufwand durch die Mechanik, die dafür sorgt, dass das Reibrad zuverlässig an das anzutreibende Rad angepresst wird.
- **Zahnradantrieb:** Auf der Abtriebswelle des Getriebemotors ist dabei ein Zahnrad befestigt, welches in ein seitlich der jeweiligen Kabeltrommel befindliches größeres Zahnrad eingreift und so ein Drehmoment überträgt. Negativ ist, dass die Fertigung von Zahnrädern im benötigten Durchmesser (bedingt durch Übersetzungsverhältnis) relativ teuer ist.
- **Riemenantrieb:** Das Motordrehmoment wird über einen Riemen übertragen, welcher als Flach-, Keilrippen- oder Synchronriemen ausgeführt ist. Nachteilig an dieser Variante ist, dass der Riementrieb weniger belastungsfähig ist als ein Kettentrieb bei Zugrundelegung ähnlicher Abmaße.

Unter diesen Möglichkeiten wurde der Riemenantrieb ausgewählt, weil Polymerriemen materialbedingt eine wesentlich geringere Masse als ähnlich große Ketten aus Stahl besitzen. Der Nachteil der geringeren Leistungsfähigkeit des Riementriebes fällt für die Anwendung im Kabeltrommelsystem nicht ins Gewicht, da die zu übertragende Leistung gering ist. Ein weiterer Vorteil des Riemenantriebes ist der gegenüber dem Kettenantrieb geringere Preis der Einzelteile.

Ein Reibradantrieb nicht in Frage, da dieser eine unter Umständen aufwendige Mechanik zur Aufrechterhaltung der Anpressung zwischen den Reibrädern erfordert. Die Spannung eines Riemens wurde als wesentlich unaufwendiger angesehen.

3.2.1 Getriebemotor

Zwei Aufgaben sind vom Getriebemotor zu übernehmen: einerseits der Antrieb der jeweiligen Kabeltrommel zum Ab- und Auftrommeln, andererseits die Funktion der Feststellbremse während der Messung und der Fahrt, damit sich das aufgewickelte Hochspannungskabel nicht unkontrolliert abwickeln kann.

Seitens der Firma Hagenuk KMT wurde ein Motor des Herstellers BOSCH bevorzugt, wobei im Produktkatalog als erstes das Modell „CHP 12 V 40 W“ in Betracht kam, da dieser Motor bereits bei bisherigen Konstruktionen eingesetzt wurde. Das Datenblatt zu diesem Motor befindet sich im Anhang. Der Motor selbst wird über eine Oldham-Kupplung zum Ausgleich des Wellenversatzes mit der Antriebswelle verbunden. Die Welle-Nabe-Verbindungen werden alle über Flächenpressung realisiert, um die Welle so wenig wie möglich bearbeiten zu müssen.

Die Antriebswelle selbst wird durch zwei Sicherungsringe nach DIN 471 in einem zweireihigen Flanschlager fixiert. Auf diese Weise wird das durch die Keilriemenspannung ständig anliegende Biegemoment vollständig aufgenommen.

Um die Eignung des ausgewählten Motors zu überprüfen, sollen im Folgenden die dazu nötigen Berechnungen angestellt werden.

Die Reibungskraft des Hochspannungsmesskabels, welches abgetrommelt auf dem Erdboden liegt, berechnet sich aus dem Produkt der Gewichtskraft mit dem Reibungskoeffizienten μ . Da dieser unbekannt ist und von Einsatzfall zu Einsatzfall stark schwankt, wird angenommen, dass er den Wert „1“ hat. Dieser Fall wäre gleichbedeutend mit der Situation, dass das gesamte Messkabel senkrecht von der Kabeltrommel herunterhängt und die gesamte Gewichtskraft auf den Trommelkörper einwirkt. Dieser Fall wird praktisch nicht auftreten, stellt aber den denkbar ungünstigsten Belastungsfall dar. Das auf die Trommel einwirkende Drehmoment M_T berechnet sich dann aus dem Produkt von Gewichtskraft des Kabels F_G und dem Radius des Trommelkörpers r_T , welcher aus den Konstruktionsunterlagen hervorgeht.

$$M_T = F_G \cdot r_T$$

Formel 3-2

$$M_T = m \cdot a \cdot r_T$$

$$M_T = 40,4 \text{ kg} \cdot 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2} \cdot 0,125 \text{ m}$$

$$\underline{\underline{M_T = 49,5 \text{ Nm}}}$$

Nachdem nun das maximal denkbare Drehmoment mit rund 50 Nm bestimmt ist, muss die Übersetzung i bestimmt werden. Die Mindestübersetzung lässt sich aus

dem maximalen Drehmoment des Motors $M_{M\max}$ und dem maximal benötigten Drehmoment an der Trommel $M_{T\max}$ errechnen.

$$i_{\min} = \frac{M_{T\max}}{M_{M\max}} \quad \text{Formel 3-3}$$

$$i_{\min} = \frac{50 \text{ Nm}}{17 \text{ Nm}}$$

$$\underline{i_{\min} = 2,94}$$

Nachdem die Mindestübersetzung bekannt ist, kann nun ermittelt werden wie schnell sich die Trommel im Extremfall mit dieser Übersetzung dreht. Dazu wird von der maximalen Motordrehzahl $n_{M\max}$ ausgegangen, unter der Bedingung, dass diese nur ohne abgegebene mechanische Leistung erreicht wird.

$$n_T = \frac{n_{M\max}}{i} \quad \text{Formel 3-4}$$

$$n_T = \frac{151 \text{ min}^{-1}}{2,9}$$

$$\underline{n_T = 52 \text{ min}^{-1}}$$

Da laut der Einleitung aus Kapitel 3.2 eine Trommeldrehzahl von 20 bis 25 Umdrehungen pro Minute anzustreben ist, muss die Übersetzung vergrößert werden. Dabei wird angenommen, dass nur in den wenigsten Fällen der Motor ganz ohne Belastung sein wird und in diesen wenigen Fällen eine höhere Trommeldrehzahl akzeptabel ist.

$$i = \frac{n_M}{n_T} \quad \text{Formel 3-5}$$

$$i = \frac{151 \text{ min}^{-1}}{30 \text{ min}^{-1}}$$

$$\underline{i = 5}$$

Will man nun feststellen, mit welcher Drehzahl sich die Trommel bei dieser Übersetzung im ungünstigsten Fall dreht, muss man das am Motor anliegende Drehmoment M_M berechnen.

$$M_M = \frac{M_T}{i}$$

Formel 3-6

$$M_M = \frac{50 \text{ Nm}}{5}$$

$$\underline{\underline{M_M = 10 \text{ Nm}}}$$

Aus dem Datenblatt des Motors lässt sich nun ablesen, dass dieser sich mit etwa 80 Umdrehungen pro Minute dreht, wenn er ein Drehmoment von 10 Nm abgibt. Dividiert man diese Drehzahl mit dem errechneten Übersetzungsverhältnis i , ergeben sich 16 Umdrehungen pro Minute für die Trommel in dem Fall, dass 80 m Hochspannungs-Messkabel senkrecht an ihr herunterhängen.

3.2.2 Riementrieb

Unter den im Kapitel 3.2 erwähnten drei verschiedenen Riemenarten wurde der Keilrippenriemen ausgewählt, weil er aus technischer und Kostensicht einen Kompromiss zwischen Flach- und Synchronriemen darstellt. Ein Keilrippenriemen überträgt bei gleicher Baugröße ein größeres Drehmoment als der Flachriemen, da die Keilrippen durch die Zugspannung im Zugtrum in die entsprechenden Rillen in Antriebs- und Abtriebsrad gedrückt werden. Dadurch entsteht eine größere Kontaktfläche zwischen Riemen und Rad als beim Flachriemen.

Bevorzugter Lieferant des Keilrippenriemens ist Continental. Seitens dieses Herstellers gibt es eine Druckschrift, nach der die Auslegung des Keilrippenriemens erfolgen kann.⁴ Die größere Riemenscheibe kann auch flach, das heißt ohne Rillenprofil, gefertigt werden, wenn die Übersetzung größer als 3 ist und der Umschlingungswinkel an der kleinen Scheibe zwischen 120° und 150° liegt. Da beide Voraussetzungen erfüllt sind, soll die größere Riemenscheibe ohne Rillenprofil hergestellt werden, um Kosten zu sparen. Im Folgenden soll überprüft werden, ob der gewählte Keilrippenriemen vom Typ 4 PJ 1220 geeignet ist.

3.2.2.1 Eignungsnachweis des Keilrippenriemens 4 PJ 1220

Als erstes ist der Winkelfaktor c_1 zu bestimmen. Da die größere Riemenscheibe flach sein soll, kommt statt c_1 ein Winkelfaktor c_{1F} zum Einsatz. Laut den Konstruktionsda-

⁴ Continental Contitech: CONTI-V MULTIRIB® Keilrippenriemen, Seite 19 ff.

ten beträgt der Umschlingungswinkel an der kleinen Scheibe rund 145° , was laut Tabelle 31 (a.a.O.) einen Winkelfaktor von 0,83 zur Folge hat.

Im nächsten Schritt ist der Betriebsfaktor c_2 zu bestimmen, welcher aus Tabelle 20 (a.a.O.) abzulesen ist. Die tägliche Betriebsdauer liegt unter 10 h, es handelt sich um einen leichten Antrieb mit hohem Anlaufdrehmoment (Massenträgheit der Kabeltrommel), daher wird ein Betriebsfaktor von 1,1 bestimmt.

Nach den Herstellerunterlagen ist nun der Längenfaktor c_3 zu bestimmen. Das 3D-CAD-Programm SolidWorks 2008 bietet neben der Bestimmung der Umschlingungswinkel auch eine Berechnung der Riemenlänge an. Diese wird mit 1220 mm ausgegeben, was laut Tabelle 21 einen Längenfaktor von 1,05 ergibt.

Im Diagramm zur Profilauswahl (Abbildung 5 a.a.O.) lässt sich das optimale Profil des Keilrippenriemens ablesen. Dazu ist noch die Betriebsleistung P_B aus dem Produkt von zu übertragender Leistung P und dem Betriebsfaktor c_2 zu berechnen. Erstere wird mit der Nennleistung des Motors gleichgesetzt.

$$P_B = P \cdot c_2$$

Formel 3-7

$$P_B = 40 \text{ W} \cdot 1,1$$

$$\underline{\underline{P_B = 44 \text{ W}}}$$

Laut Diagramm kommt für eine Betriebsleistung von 0,04 kW und einer Drehzahl der kleinen Scheibe von 151 Umdrehungen pro Minute das Profil „PJ“ in Frage. In diesem Punkt ist die Eignung des gewählten Riemens also nachgewiesen.

Im nächsten Punkt sollen passende Riemenscheiben ausgesucht werden. Laut Tabelle 9 (a.a.O.) hat die kleinste Scheibe mit 4 Rillen im Angebot von Continental einen Bezugsdurchmesser d_{b1} von 56 mm. Die Bezugsliniendifferenz h_b beträgt dabei laut Tabelle 1 (a.a.O.) für das Profil PJ 1,2 mm. Nach den Herstellerangaben lässt sich der Bezugsdurchmesser der größeren Scheibe d_{b2} nach folgender Formel berechnen:

$$d_{b2} = d_{b1} \cdot i + 2h_b \cdot (i - 1)$$

Formel 3-8

$$d_{b2} = 56 \text{ mm} \cdot 5 + 2 \cdot 1,2 \text{ mm} \cdot (5 - 1)$$

$$\underline{\underline{d_{b2} = 289,6 \text{ mm}}}$$

Der zu fertigende Außendurchmesser d_{aF} der größeren Scheibe wird damit auf 300 mm festgelegt, um auf einen runden Wert zu kommen. Um nun die wahre Übersetzung errechnen zu können, müssen die Wirkdurchmesser herangezogen werden. Der Korrekturwert K_F wird dabei aus Tabelle 32 gewonnen und beträgt für das Profil PJ 3,5.

$$i = \frac{d_{w2}}{d_{w1}} = \frac{d_{aF} + K_F + 2 \cdot h_b}{d_{b1} + 2 \cdot h_b}$$

Formel 3-9

$$i = \frac{300 \text{ mm} + 3,5 \text{ mm} + 2 \cdot 1,2 \text{ mm}}{56 \text{ mm} + 2 \cdot 1,2 \text{ mm}}$$

$$\underline{\underline{i = 5,24}}$$

Die wahre Übersetzung beträgt also rund 5,2.

Weiterhin muss überprüft werden, ob die Riemengeschwindigkeit innerhalb zulässiger Grenzen liegt. Auch hier bietet der Hersteller eine Berechnungsvorschrift an.

$$v = \pi \cdot \frac{d_{b1} + 2 \cdot h_b}{60 \cdot 10^3} \cdot n_1$$

Formel 3-10

$$v = \pi \cdot \frac{56 \text{ mm} + 2 \cdot 1,2 \text{ mm}}{60 \cdot 10^3} \cdot 151 \text{ min}^{-1}$$

$$\underline{\underline{v = 0,46 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}}}$$

Laut TB 16-14 im Tabellenbuch Roloff/Matek liegt die maximal zulässige Riemengeschwindigkeit für das Profil PJ bei $50 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$. Da der errechnete Wert etwa um den Faktor 100 darunter liegt, ist die Eignung des Riemens auch in dieser Hinsicht nachgewiesen.

Als nächstes wird die Biegefrequenz f_b errechnet und mit dem maximal zulässigen Wert verglichen. Dazu bietet der Hersteller wieder eine Berechnungsvorschrift.

Dabei ist v die in Formel 3-10 errechnete Riemengeschwindigkeit, k die Anzahl der Riemenscheiben (inklusive der Spannrolle), L_b die Riemenbezugslänge und h_b die Bezugslinien-Differenz.

$$f_b = \frac{10^3 \cdot v \cdot k}{L_b + 2 \cdot \pi \cdot h_b}$$

Formel 3-11

$$f_b = \frac{10^3 \cdot 0,46 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \cdot 3}{1220 + 2 \cdot \pi \cdot 1,2 \text{ mm}}$$

$$\underline{\underline{f_b = 1,12 \text{ s}^{-1}}}$$

Laut Herstellerangaben darf die Biegefrequenz höchstens 120 s^{-1} betragen, so dass die Eignung des Riemen auch in dieser Hinsicht nachgewiesen ist.

Nun muss der Leistungswert pro Rippe P_R ermittelt werden. Dazu dient Tabelle 29 (a.a.O.) Für einen Bezugsdurchmesser der kleinen Scheibe von 56 mm, einer Übersetzung größer 1:3 und einer Drehzahl der kleinen Scheibe von bis 200 Umdrehungen pro Minute beträgt P_R 0,06 kW. Mit Hilfe dieses Wertes kann die Anzahl der erforderlichen Rippen ermittelt werden.

$$z_{er} = \frac{P \cdot c_2}{P_R \cdot c_{1F} \cdot c_3}$$

Formel 3-12

$$z_{er} = \frac{0,04 \text{ kW} \cdot 1,1}{0,06 \text{ kW} \cdot 0,83 \cdot 1,05}$$

$$\underline{\underline{z_{er} = 0,85}}$$

Die erforderliche Anzahl der Rippen würde also aufgerundet „1“ betragen. Im Sinne der Robustheit und Fehlertoleranz wird der verwendete Riemen mit 4 Rippen beibehalten.

Als Ergebnis dieser Nachweise wird festgelegt, dass ein Riemen mit der Bezeichnung „Keilrippenriemen DIN 7867/ISO 9982 - 4 PJ 1220“ sowie eine Antriebsscheibe mit der Bezeichnung „Keilrippenscheibe DIN 7867/ISO 9982 – P4PJ56-1108-1R“ eingesetzt wird. Zu letztgenannter Scheibe wird eine Taperspannbuchse mitgeliefert, welche eine einfache kraftschlüssige Verbindung auf eine Welle ermöglicht. In

Abbildung 3–2 ist das Spannprinzip verdeutlicht. Die große Riemenscheibe ist kein Normteil, sie wird in Lohnfertigung hergestellt, da sie noch weitere Aufgaben wie Halterung einer Kurbel und außerzentrische Montage an den Trommelkörper realisieren muss.

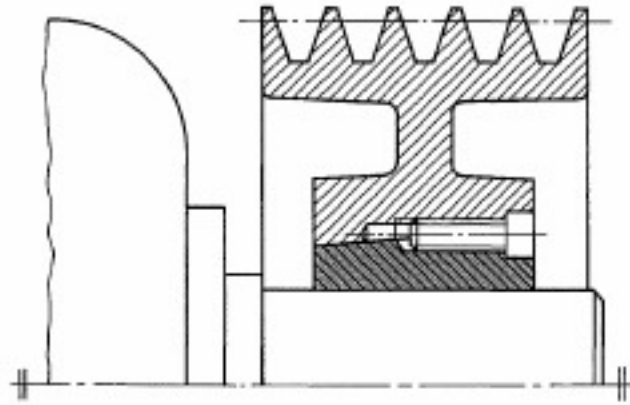


Abbildung 3–2: Keilrippenriemenscheibe mit Taperspannbuchse

Decker: Maschinenelemente, Bild 27.10 auf Seite 735

Die Herstellerdruckschrift sieht als nächsten Punkt die Überprüfung des Betriebsfaktors c_{2er} vor.

$$c_{2er} = z \cdot \frac{P_R \cdot c_{1F} \cdot c_3}{P}$$

Formel 3-13

$$c_{2er} = 4 \cdot \frac{0,06 \text{ kW} \cdot 0,83 \cdot 1,05}{0,04 \text{ kW}}$$

$$\underline{\underline{c_{2er} = 5,2}}$$

Der tatsächlich erreichte Betriebsfaktor c_{2er} liegt wesentlich über dem im Vorfeld ermittelten Betriebsfaktor c_2 von 1,1, was für eine hohe Sicherheitsreserve des Antriebskonzeptes spricht.

3.2.2.2 Ermittlung der Riemenspannungsparameter

Im Anschluss an diese Rechnung folgt die Ermittlung der Umfangskraft des Riemens.

$$F_u = \frac{P \cdot 10^3}{v}$$

Formel 3-14

$$F_u = \frac{0,04 \text{ kW} \cdot 10^3}{0,46 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}}$$

$$\underline{\underline{F_u = 86,96 \text{ N}}}$$

Mit Hilfe der Umfangskraft lässt sich nun die Gesamtvorspannkraft errechnen. Hierbei ist k_1 der Vorspannungsfaktor, welcher laut Tabelle 23 (a.a.O.) für einen Umschlingungswinkel von 145° und leichte Antriebe den Betrag von 1,75 hat. K_2 steht für den Fliehkraftfaktor und beträgt laut Tabelle 24 (a.a.O.) für das Profil PJ 0,009.

$$F_v = (k_1 \cdot F_u + 2 \cdot k_2 \cdot v^2 \cdot z) \cdot \sin \frac{\beta}{2}$$

Formel 3-15

$$F_v = (1,75 \cdot 87 \text{ N} + 2 \cdot 0,009 \cdot [0,46 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}]^2 \cdot 4) \cdot \sin \frac{145^\circ}{2}$$

$$\underline{\underline{F_v = 145,2 \text{ N}}}$$

Zum Abschluss der Betrachtungen soll ermittelt werden, mit welchen Parametern die korrekte Vorspannung des Keilrippenriemens vorgenommen werden kann. Dazu wird errechnet, um wie viel Weg er bei Beaufschlagung mit einer festgelegten Prüfkraft nachgibt.

Zu diesem Zweck wird zunächst die statische Trumkraft pro Rippe errechnet.

$$F = \frac{F_v}{2 \cdot z \cdot \sin \frac{\beta}{2}}$$

Formel 3-16

$$F = \frac{145,2 \text{ N}}{2 \cdot 4 \cdot \sin \frac{145^\circ}{2}}$$

$$\underline{\underline{F = 19 \text{ N}}}$$

Laut Diagramm Abb. 6 (a.a.O.) beträgt die Prüfkraft pro Rippe F_e für das Profil PJ 10 N. Die Prüfkraft pro Riemen F_{eges} beträgt demnach 40 N, da der gewählte Riemen

4 Rippen besitzt. Aus demselben Diagramm geht hervor, dass bei einer Prüfkraft von 40 N ein Vorspannungskennwert von 5 resultiert. Dieser Vorspannungskennwert lässt sich folgendermaßen mathematisch formulieren:

$$\frac{t_e}{L_F} \cdot 100 = 5$$

Formel 3-17

L_F steht dabei für die freie Trumlänge, also die Strecke bei der der Keilrippenriemen zwischen zwei Riemenscheiben nicht umgelenkt wird. Laut Konstruktionsdaten beträgt L_F 255 mm. Die Strecke t_e entspricht der Wegstrecke, die der Riemen bei der festgelegten Prüfkraft von 40 N nachgibt. Formel 3-17 wird zur Ermittlung dieser Wegstrecke umgestellt.

$$t_e = \frac{L_f}{100} \cdot 5$$

Formel 3-18

$$t_e = \frac{255 \text{ mm}}{100} \cdot 5$$

$$\underline{t_e = 12,8 \text{ mm}}$$

Bei der Spannung des Antriebsriemens muss also sichergestellt werden, dass der Riemen mit einer Prüfkraft von 40 N etwa 13 mm nachgibt.

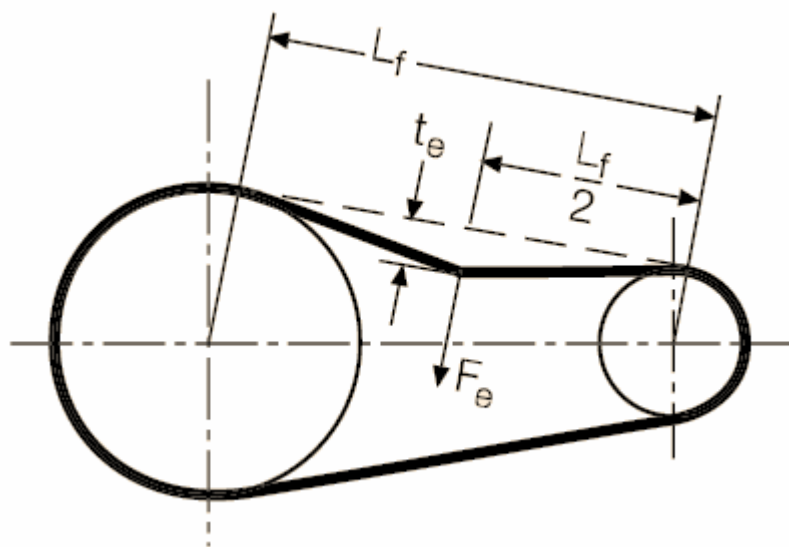


Abbildung 3–3: grafische Erläuterung der Formelzeichen

Quelle: Continental Contitech: CONTI-V MULTIRIB® Keilrippenriemen, Seite 30

Alternativ wäre die Prüfung der korrekten Spannung noch mit der Messung der Resonanzfrequenz möglich. Da dies allerdings besondere und teure Messtechnik erfordern würde, wird dieses Verfahren nicht in Betracht gezogen.

3.2.2.3 Riemenspanneinrichtung

Um die errechnete Riemenvorspannung einstellen zu können, ist eine Möglichkeit zur Riemenspannung in der Konstruktion vorzusehen. In der Praxis gibt es hierfür verschiedene Realisierungen, von denen drei im Folgenden kurz behandelt werden sollen.

- **Verstellbare Welle:** Eine der Wellen wird in der Art verstellbar gestaltet, dass der Abstand der beiden Riemenscheibenwellen variiert.
- **Statische Spannrolle:** Die beiden Wellen sind fest montiert und eine zusätzliche Spannrolle drückt den Riemen nach innen oder außen. Nachdem die Spannrolle einmal eingestellt ist, wird sie arretiert und bleibt während des Betriebs in dieser Position.
- **Dynamische Spannrolle:** Die beiden Wellen sind fest montiert und eine zusätzliche Spannrolle drückt den Riemen nach innen oder außen. Durch Federkraft oder ähnliches wird die Spannrolle mit einer konstanten Kraft beaufschlagt, so dass eine eventuelle Längung des Riemens ausgeglichen werden kann.

Für den Einsatzzweck des Kabeltrommelsystems fiel die Wahl auf die statische Spannrolle. Sie ist günstiger herzustellen als eine dynamische Spannrolle und ermöglicht im Gegensatz zu Dieser den Betrieb des Riemens in beiden Richtungen. Die Lösung der radial verschiebbaren Welle wurde aufgrund des höheren konstruktiven Aufwandes nicht in Betracht gezogen.

In Abbildung 3–4 ist das grafische Modell die Riemenspanneinrichtung zu sehen. Sie besteht aus einer Spannrolle als Zukaufteil, welche über einen Achsbolzen an einem mehrfach gekanteten Blechteil befestigt ist. Da die Spannrolle explizit als solche verkauft wird, kann auf einen Eignungsnachweis an dieser Stelle verzichtet werden.

Die Spannung des Riemens geschieht nach dem Auflegen auf die Riemenscheiben durch Verschieben der Spanneinrichtung. Wenn die gewünschte Spannung erreicht

ist, wird die Zylinderschraube am Langloch der Baugruppe angezogen, so dass Spannvorrichtung arretiert ist.

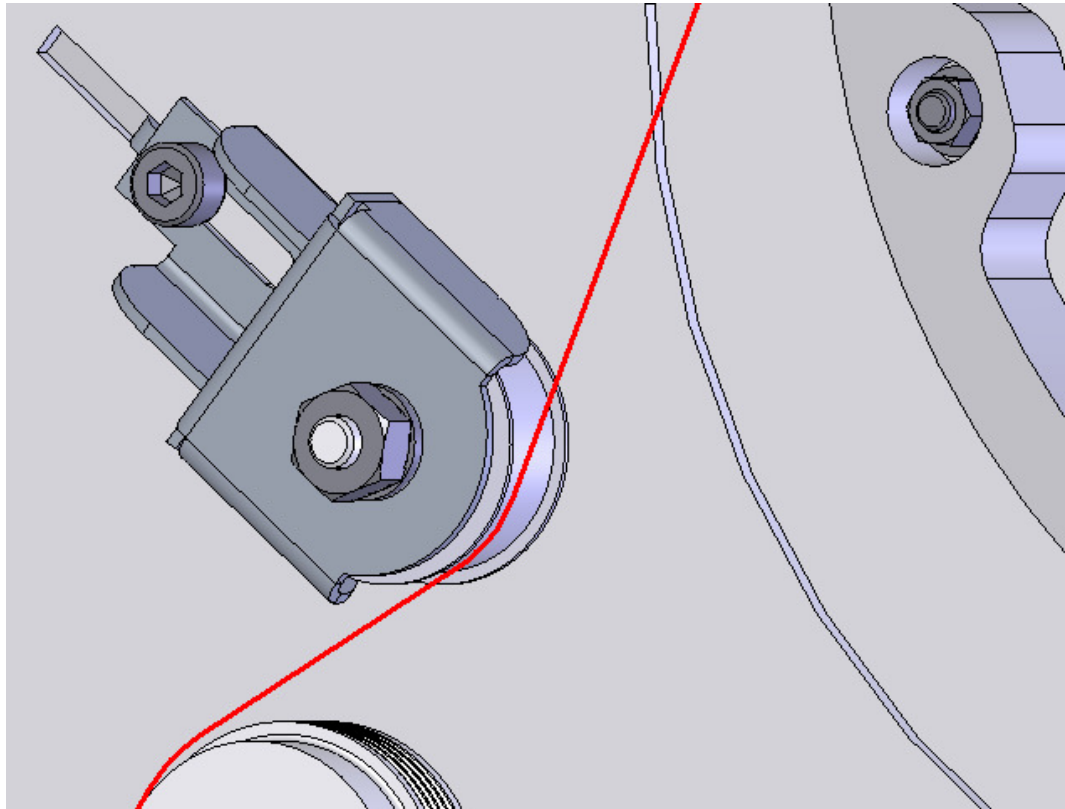


Abbildung 3–4: Modell der Riemenspanneinrichtung mit angedeutetem Riemenverlauf

3.2.3 Elektrische Steuerung der Motoren

In diesem Kapitel wird eine Schaltung vorgestellt, die mit elektrischen, elektronischen und elektromechanischen Komponenten dafür sorgt, dass jeder der drei Antriebsmotoren einzeln in beiden Richtungen und unterschiedlich schnell drehen kann.

Die konkrete gewünschte Funktion (vorwärts, schnell und so weiter) übermittelt hierbei die Basisstation (Empfänger) eines Funkfernsteuersystems, welches allerdings nicht Gegenstand dieser Diplomarbeit ist. Den Sender dieses Systems trägt der Benutzer des FOF bei sich. Per Tastendruck wählt er aus, in welche Richtung und in welcher Geschwindigkeit sich welche der drei Kabeltrommeln drehen soll. Die Basisstation empfängt den Befehl vom Handsender. Da am Markt übliche Fabrikate solcher Industriefernbedienungen eher für den Kranbereich oder den Schwerlast-Transportbereich gedacht sind, steuern diese immer ein Subsystem an, welches die nötigen Aktuatoren (Motorschütze, Phasenwender und andere) entweder selbst

beinhaltet oder wiederum ansteuert. Die Ausgänge des Fernsteuersystems liefern also selbst keine elektrische Leistung an den Ausgängen, sondern sie verbinden in den meisten Fällen zwei Anschlüsse des Steuergeräts per Relais elektrisch miteinander, wenn der betreffende Ausgang aktiv geschaltet wird. Dies muss bei der Entwicklung der angesteuerten Schaltungen berücksichtigt werden.

Um eine Umsetzung des jeweiligen Benutzerwunsches möglich zu machen, bekommt die Schaltung, im Folgenden Leistungssteuergerät genannt, ihre Befehle mittels sechs getrennter binärer Eingangssignale:

- **Vorwahl Trommel:** Da nur jeweils eine Trommel drehen soll, liegt nur an einem der Eingänge 1 bis 3 Spannung an. Mit der konkreten Auswahl eines Eingangs wird die entsprechende Trommel vorgewählt.
- **Signal rückwärts:** Liegt an Eingang 4 Spannung an, wechselt der vorgewählte Motor seine Richtung.
- **Signal schnell:** Liegt an Eingang 5 ein positives Potential an, wird die volle Bordspannung des Fahrzeuges zum gewählten Motor geschaltet, andernfalls eine einstellbare gedrosselte Leistung.
- **Start:** Liegt an Eingang 6 Spannung an, wird der vorgewählte Motor mit Strom versorgt und beginnt sich in der vorgewählten Geschwindigkeitsstufe in der gewünschten Richtung zu drehen.

Ausgangsseitig gehen vier Leitungen vom Steuergerät ab; je eine Leitung zu jedem Motor mit dem Pluspol der Stromversorgung sowie eine so genannte Masseleitung, mit der die drei Minuspole der Motoren auf gemeinsames Potential gelegt werden. Theoretisch ist es auch möglich, von jedem Motor beide Kabel bis ans Steuergerät zu verlegen, so dass insgesamt 6 Kabel ausgangsseitig dort angeschlossen werden. Jedoch würde einerseits innerhalb des Leistungssteuergerätes ohnehin eine Zusammenlegung der drei Massepotentiale erfolgen und andererseits kann man auf diese Art und Weise circa 1,5 m Kupferkabel pro Kabeltrommelsystem sparen.

Auf Abbildung 3–5 sind alle Anschlüsse ersichtlich, auch der Leistungsschutzschalter in der Zuleitung ist darin enthalten.

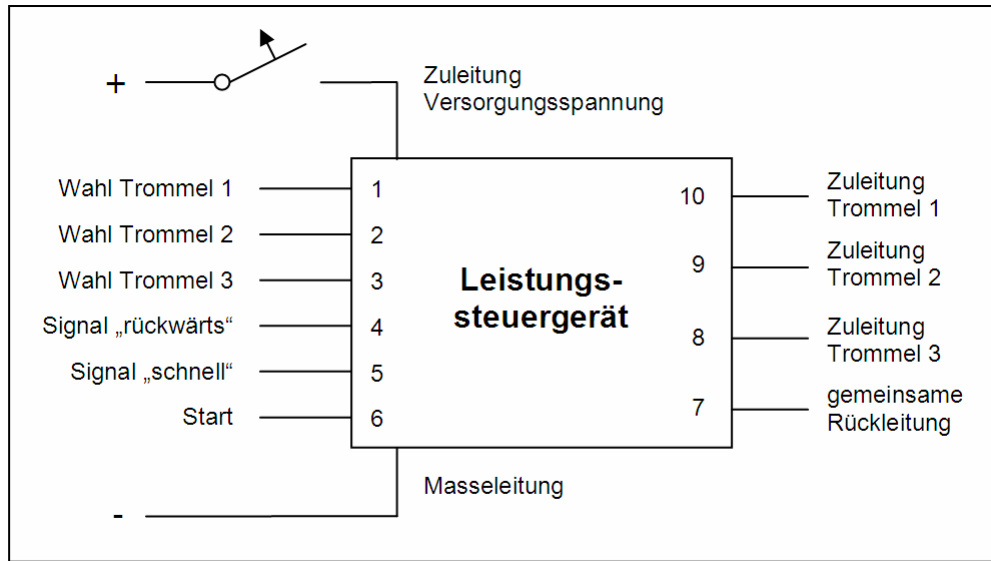


Abbildung 3–5: Ein- und Ausgänge des Leistungssteuergeräts

3.2.3.1 Arten der elektrischen Leistungsstellung von Gleichstrommotoren

Wenn Gleichstrommotoren mit ihrer vollen Betriebsspannung versorgt werden, nehmen sie eine charakteristische elektrische Leistung als Produkt der Beträge von Strom und Spannung auf, welches größer wird, wenn der Motor einer mechanischen Belastung unterworfen. Sie erreicht einen Maximalwert beim Stillstand (Blockierung) der Motorwelle. Der Verlauf der Leistung folgt einer motorspezifischen Kennlinie.

Um eine langsamere Drehzahl des Motors zu erreichen und dem Benutzer so eine zweite Geschwindigkeitsstufe anbieten zu können, muss die charakteristische Leistungsaufnahme des Gleichstrommotors verringert werden. Dazu gibt es verschiedene Möglichkeiten. Einerseits kann die Spannung an den Polklemmen verringert werden, was zu einer geringeren Stromaufnahme führt. Andererseits gibt es die Möglichkeit, die Spannung der Ankerwicklung und damit deren Feldstärke zu verändern. Letztere Möglichkeit soll in dieser Arbeit nicht behandelt werden, da der verwendete Motor keine herausgeführten Anschlüsse für die Ankerwicklung besitzt.

Die aus dem Bordnetz anliegende Versorgungsspannung von 12 V lässt sich auf verschiedenen Wegen verringern, so dass der Motor nicht mit der vollen Geschwindigkeit dreht. Davon sollen drei Möglichkeiten hier erläutert werden, um die Leistungsaufnahme des 40-W-Motors zu verringern.

3.2.3.1.1 Spannungsverringерung mit Festwiderständen

Schaltet man zwischen der Spannungsquelle und dem Verbraucher einen Widerstand R_1 , so wirkt er als Spannungsteiler. In Abbildung 3–5 ist das Prinzip verdeutlicht. Weil es über R_1 einen Spannungsabfall mit der Größe U_1 gibt, liegt über dem Widerstand R_2 (sinnbildlich für den Getriebemotor) nur noch die um U_1 verringerte Betriebsspannung U_2 an.

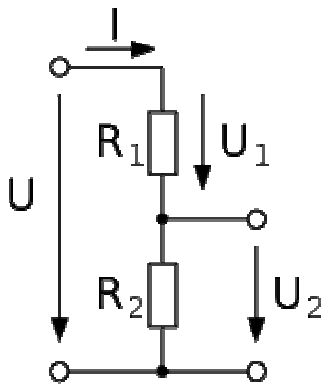


Abbildung 3–6: Einfacher Spannungsteiler

Am Vorwiderstand R_1 wird Energie in Wärme umgewandelt, weswegen der Motor langsamer dreht. Der Nachteil an dieser Schaltung ist erstens die mangelnde Energieeffizienz, da die in Wärme umgewandelte Energie am Vorwiderstand nutzlos verloren geht. Zweitens muss diese Wärme auch abgeführt werden und der Benutzer muss vor einer Berührung mit etwaigen heißen Bauteilen geschützt werden.

3.2.3.1.2 Spannungsverringерung mit einem Transistor

Anstelle des eben erwähnten Festwiderstandes kann man auch einen Transistor verwenden. Sein Vorteil ist, dass er stufenlos in gewissen Grenzen beliebige Widerstandswerte annehmen kann. Somit lässt sich bewusst der gewünschte Spannungsabfall einstellen. Natürlich fällt auch im Transistor die entsprechende Verlustleistung an, die beim Festwiderstand des entsprechenden Wertes anfallen würde. Infolge dessen muss der Halbleiter mit einem Kühlkörper versehen werden, um eine Überhitzung zu verhindern. Weiterhin muss ein Transistor gewählt werden, der für die anfallende Wärmeleistung auch ausgelegt ist.

Der Nachteil dieser Variante ist, dass wieder ein gewisser Teil der elektrischen Leistung in Wärme umgewandelt und damit ungenutzt „vernichtet“ wird, was den Wirkungsgrad senkt. Ein weiterer Nachteil ist, dass der Kühlkörper bei einer abzu-

führenden Verlustleistung von angenommenen 20 W kostenmäßig ins Gewicht der Gesamtkosten für die Schaltung fällt. Vorzuziehen ist es daher, ein Verfahren zu benutzen, mit dem sich die Motorspannung variieren lässt, ohne dass dabei große Mengen an Abwärme anfallen.

3.2.3.1.3 Pulsweitenmodulation als Verfahren der Leistungsstellung

Bei der Pulsweitenmodulation wird dem Verbraucher keine zeitlich konstante Spannung zugeführt, sondern Impulse von Gleichspannung. Dabei wird eine feste Periodendauer unterteilt in Ein- und Ausschaltzeit. Das Verhältnis zwischen der Periodendauer und der Einschaltzeit bestimmt die mittlere angelegte Spannung am Verbraucher. In Abbildung 3–7 wird das Verfahren grafisch gezeigt.

Sollen am Motor zum Beispiel statt der 12 V Betriebsspannung nur 6 V anliegen, entspräche dies 50 % der Ursprungsspannung. Bei einer Pulsweitenmodulation würde man ein Tastverhältnis von 1:1 oder auch 50 % Einschaltdauer einstellen, um rechnerisch die gleiche mittlere Spannung zu erhalten und damit die gleiche mechanische Wirkung zu erzielen wie mit konstant anliegender Spannung. Bei einer Tastfrequenz von 1 Hz, also einer Periode pro Sekunde, würden sich 0,5 s Einschaltzeit und 0,5 s Ausschaltzeit ergeben. Bei einer solch niedrigen Tastfrequenz würde der Motor allerdings ruckeln, aber bei Frequenzen ab etwa 50 Hz wirkt dessen Massenträgheit ausgleichend genug, so dass sich ein gleichmäßiger Lauf ergibt. Übliche Tastfrequenzen liegen bei mehreren Kilohertz.

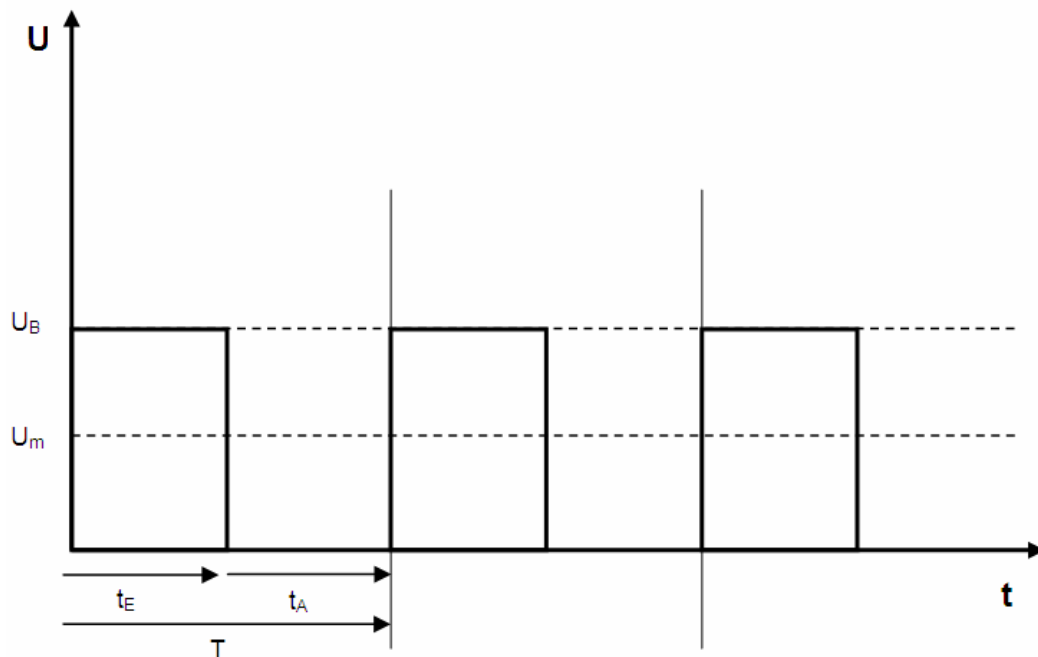


Abbildung 3–7: Spannungs-Zeit-Verlauf bei einer Pulsweitenmodulation mit Tastverhältnis $T / t_E = 0,5$

Mit den Kenngrößen Einschaltzeit t_E , Ausschaltzeit t_A und der Periodendauer T , sowie der Betriebsspannung U_B und dem Mittelwert der Spannung U_m

Die Vorteile der Pulsweitenmodulation (PWM) liegen in diesem Anwendungsfall in rein schaltungstechnischen Gründen. Wie weiter oben schon erwähnt, entstünde an einem Transistor, der in einem Zustand zwischen voll sperrend und voll leitend betrieben wird, eine nicht unerhebliche thermische Verlustleistung, die abgeführt werden müsste. Wird er jedoch nur als Schalter mit den binären Zuständen „An“ und „Aus“ benutzt, durchheilt er den Bereich zwischen diesen beiden Extremen sehr schnell. Weder in dem einen noch dem anderen Zustand fällt im Transistor nennenswert Verlustwärme an, da moderne Typen einen geringen Einschaltwiderstand besitzen. Dadurch kann der Kühlkörper sehr klein gehalten werden und fällt so preislich nicht mehr ins Gewicht der Gesamtschaltung fällt. Ein weiterer Vorteil ist die bessere Energiebilanz des Gesamtsystems, denn der Motor als Verbraucher bekommt bei diesem Verfahren fast 100 % der Energie, die der Bordbatterie entnommen wird. Ein Nachteil ist der höhere Entwicklungsaufwand, denn um mit einer PWM elektrischen Strom der Größenordnung 10 bis 20 A zu schalten, ist Ansteuer- und Leistungselektronik notwendig. Diese muss für den konkreten Anwendungsfall ausgelegt und miteinander auf einer Platine verbunden werden. Der Bauteilpreis der

Halbleiterbauelemente ist niedrig, am teuersten an der Fertigung des Steuergeräts wäre die Herstellung und Bestückung einer Leiterplatte.

3.2.3.2 Realisierung der Leistungssteuerung der Trommelmotoren per Vorwiderstand

Die verwendeten Motoren besitzen eine Entstörschaltung bestehend aus Kondensatoren und Spulen, was eine Nutzung des PWM-Verfahrens ausschließt. Für den konkreten Anwendungsfall wird eine Schaltung aufgebaut, die mit Vorwiderständen arbeitet. Dabei werden dem Benutzer eine schnelle und eine langsamere Geschwindigkeitsstufe zur Verfügung gestellt, wobei im ersten Fall die vollen 12 V am jeweiligen Motor anliegen und im gedrosselten Fall noch Leistungswiderstände vorgeschaltet sind, um die Klemmenspannung zu verringern.

Per Relais wird der jeweilige vom Benutzer angewählte Trommelmotor zugeschaltet und unter Umständen per Zweifach-Wechselrelais umgepolt, falls der umgekehrte Drehsinn gewünscht sein sollte. Ein Transistor schaltet den Strom, so dass die Relaiskontakte nicht unter Last ihren Zustand verändern müssen. Diese Maßnahme sorgt dafür, dass die Lebensdauer der Relais wesentlich erhöht wird und die Betriebssicherheit somit steigt. Weiterhin ist es so möglich, Relais mit einer Strombelastbarkeit niedriger als dem maximal möglichen Motorstrom einzusetzen, was die Kosten senkt.

3.2.3.2.1 Überschlägige Dimensionierung des Vorwiderstandes

Bei der Auswahl der Vorwiderstände sind zwei Kriterien zu beachten, diese sind der nominale elektrische Widerstandswert und der thermische Widerstand. Letzterer gibt an, um welche Temperatur sich das Bauteil erwärmt, wenn es 1 W Verlustleistung abführen muss.

Der elektrische Widerstand errechnet sich aus dem Quotienten der Spannung die über ihm abfallen soll und dem Strom, der dabei hindurchfließt. Da der Vorwiderstand jedoch in Reihe zum jeweiligen Getriebemotor liegt, lässt sich die Dimensionierung nur schwer rein rechnerisch lösen. Je nach Belastungsfall ändert sich der Innenwiderstand des Motors, was die über ihm abfallende Spannung ständig variieren lässt. Dies führt zu dem Effekt, dass bei größerer Belastung, zum Beispiel beim Einholen vom Messkabel, die Drehzahl des Motors rasch sinkt und die Trommel unter Umständen sogar stehen bleibt.

Es muss also experimentell ein Widerstandswert gefunden werden, bei dem die Trommel noch langsam genug dreht um das Kabel sicher in die Halterung bewegen zu können, aber bei dem der Motor bei größerer Belastung noch genug Spannung erhält ohne stehen zu bleiben. Bei Experimenten am Prototyp wurde dieser Widerstandswert mit $2,2 \Omega$ ermittelt. Bei geringer Belastung (Kabel ist fast aufgetrommelt) fließt dabei ein Strom von etwa 3 A.

Die maximale Verlustleistung, die der Widerstand abführen können muss, tritt auf, wenn über ihm die Hälfte der Betriebsspannung abfällt und errechnet sich folgendermaßen:

Nach der Umstellung von Formel 3-19 und Formel 3-20 nach dem Strom I und der Gleichsetzung sowie weiterer Umformung nach der Leistung P ergibt sich Formel 3-21.

$$R = \frac{U}{I} \quad \text{Formel 3-19}$$

$$P = U \cdot I \quad \text{Formel 3-20}$$

$$P = \frac{U^2}{R} \quad \text{Formel 3-21}$$

$$P = \frac{(6,6 \text{ V})^2}{2,2 \Omega}$$

$$\underline{\underline{P = 19,8 \text{ W}}}$$

Bei einem Widerstandswert von $2,2 \Omega$ und 3 A durchfließenden Strom fallen über dem Widerstand 6,6 V ab. Nach Formel 3-21 muss am Vorwiderstand also eine thermische Leistung von 19,8 W über Kühlkörper, Bleche oder ähnlichem abgeführt werden. Der Widerstand muss also mindestens diese thermische Verlustleistung abführen können.

3.2.3.2.2 Schaltungsbeschreibung

Die Eingänge X1.4 bis X1.6 sind verantwortlich für die Auswahl einer Trommel. Liegt an einem der Eingänge ein positives Spannungssignal an, schließt das zugehörige Relais den Arbeitskontakt. Damit wird der entsprechende Motor zu den Leistungstransistoren zugeschaltet. Zwischen den Arbeitskontakten der Motorrelais und

dem Leistungstransistor befindet sich ein Zweifach-Wechselrelais, welches auf ein positives Spannungssignal an Eingang X7 anspricht und für die Umpolung des jeweiligen Motors sorgt, um die Drehrichtung umzukehren. Keines der Relais kann den Blockierstrom des Motors von 60 A schalten. Das bedeutet, dass zuerst eine Trommel ausgewählt werden muss und erst danach das „Start“-Signal an X1.2 anliegen darf.

Liegt nur an Eingang X1.2 ein positives Spannungssignal an, würde die gewählte Trommel in der langsamen Geschwindigkeitsstufe drehen, da der Motorstrom durch R5 begrenzt wird. Erst wenn an X1.3 ein Spannungssignal anliegt schaltet auch der zweite Transistor T2 durch, wodurch der Leistungswiderstand elektrisch überbrückt wird.

R3 und R4 sind Schutzwiderstände, die Schwingungen unterdrücken sollen. R1 und R2 sorgen als so genannte „Pull-Down-Widerstände“ für diskrete Schaltzustände der Transistoren. Die Diode D1 hat die Funktion einer so genannten Freilaufdiode. Diese verhindert, dass beim Abschalten eines Motors dessen Selbstinduktionsspannung einen Transistor erreichen und diesen zerstören könnte.

Der Schaltplan sowie die Bestückungsliste mit den Bauteilwerten befinden sich im Anhang.

3.3 Hauptrahmen

Der Hauptrahmen trägt alle Baugruppen und muss daher so ausgelegt sein, dass er die gesamten Kräfte aufnehmen kann, die auf ihn einwirken. Den größten Teil machen dabei die Gewichtskräfte der Kabel aus. Weiterhin treten noch Beschleunigungskräfte auf, welche durch die Fahrbewegungen des FOF entstehen. Insbesondere im Falle eines Unfalls wirken auf das Rahmengestell enorme Kräfte, welchen es standhalten muss.

Beschränkungen in der Gestaltung des Rahmens sind derart vorhanden, dass er mit wenig Aufwand erweiterbar sein soll, um ein Kabeltrommelsystem mit der Kapazität für 80 m Hochspannungskabel zu schaffen. Das bedeutet, dass sämtliche Teile für diese Last ausgelegt werden müssen, um im Erweiterungsfall keine extra Verstärkungen zur Erhöhung der Tragfähigkeit vorsehen zu müssen. Aus den Forderungen in Kapitel 2.1 leitet sich ab, dass auch der Rahmen möglichst leicht sein soll. Das

bedeutet einerseits, dass auf unnötige Überdimensionierung verzichtet wird, um Gewicht zu sparen. Andererseits empfiehlt sich die Anwendung beispielsweise von Aluminium, einem Werkstoff der bei guten Festigkeitseigenschaften ein geringeres spezifisches Gewicht als Stahl besitzt.

Um den Aspekt der möglichst niedrigen Fertigungskosten zu berücksichtigen, wird eine Blechkonstruktion verwendet. Wert wird hierbei auf möglichst wenige Montagearbeiten gelegt. Um die Montagezeiten zu reduzieren, kommen Einnietmutter der Firma KerbKonus zum Einsatz. Diese können maschinell in die entsprechenden Vorbohrungen eingefügt werden und haben den Vorteil, dass das manuelle Gegenhalten und Kontern einer Mutter beim Zusammenbau der Einzelteile zu Baugruppen entfällt. Die Einnietmuttern kommen überall dort zum Einsatz, wo andere Einzelteile an ein Rahmenblech geschraubt werden, so zum Beispiel die Riemenspanneinrichtung, die Motortraversen oder die Befestigungsbleche oben beziehungsweise unten.

3.3.1 Aufbau des Rahmens

Der Rahmen besteht aus 4 flachen Blechen, die mit insgesamt 6 Verbindungsstreben in einem definierten Abstand zueinander gehalten werden. Dabei bilden pro Seite zwei Bleche eine Einheit. Innerhalb dieser befinden sich die Laufrollen, welche die Kabeltrommeln lagern.

Um der Rahmenkonstruktion Verwindungssteife und gute Stabilität in sich zu geben, sind die Rahmenteile mit Querstreben versehen. Diese bestehen aus Sechskantstäben, auf dessen Enden jeweils eine Lagerrolle gesteckt wird. Eine M10-Mutter fixiert an jedem Ende des Stabes das aufeinander gesteckte Paket von innerem Rahmenteil, Rollenlager und äußerem Rahmenteil sowie den dazugehörigen Abstandshülsen.

Im oberen und unteren Bereich des Rahmens befindet sich jeweils ein Befestigungsblech, welches für die Verbindung des Kabeltrommelsystems mit dem Fahrzeug vorgesehen ist. Das obere Blech erhöht neben der Befestigungsaufgabe noch die Verwindungssteifigkeit des Gesamtsystems.

3.3.2 Lagerung der Kabeltrommeln innerhalb des Rahmens

Die Laufrollen bestehen aus einem gedrehten Kunststoffteil, in welches ein Radial-Rillenkugellager eingelegt wird. Die axiale Fixierung geschieht über je einen Sicherungsring. In Abbildung 3–8 werden die auf beiden Seiten verschiedenen

Ausführungen der Rollen gezeigt, die sich dadurch unterscheiden, dass die antriebsseitigen Laufrollen seitliche Borde zur axialen Lagerung jeder Kabeltrommel tragen, während die dem Antrieb abgewandte Seite mit flachen Rollen ausgerüstet wird. Der Grund dafür ist, dass die Lagerung der Trommel nicht überbestimmt sein soll. Außerdem ist die Fertigung von flachen Rollen kostengünstiger als die der profilierten Drehteile, so dass die Beschränkung des Einsatzes der Profilrollen auf nur einer Seite zu Spareffekten führt. Allerdings muss dem entgegengesetzt werden, dass durch Erhöhung der Teilevielfalt dieser Vorteil wieder etwas aufgehoben wird. Um eine sichere Lagerung zu gewährleisten, wurde eine dritte Lagerstelle am oberen Quadranten jeder Trommel hinzugefügt. Diese ist über ein Langloch verschiebbar, so dass jede Kabeltrommel einzeln aus- und eingebaut werden kann, auch wenn das Gesamtsystem im Fahrzeug montiert ist.

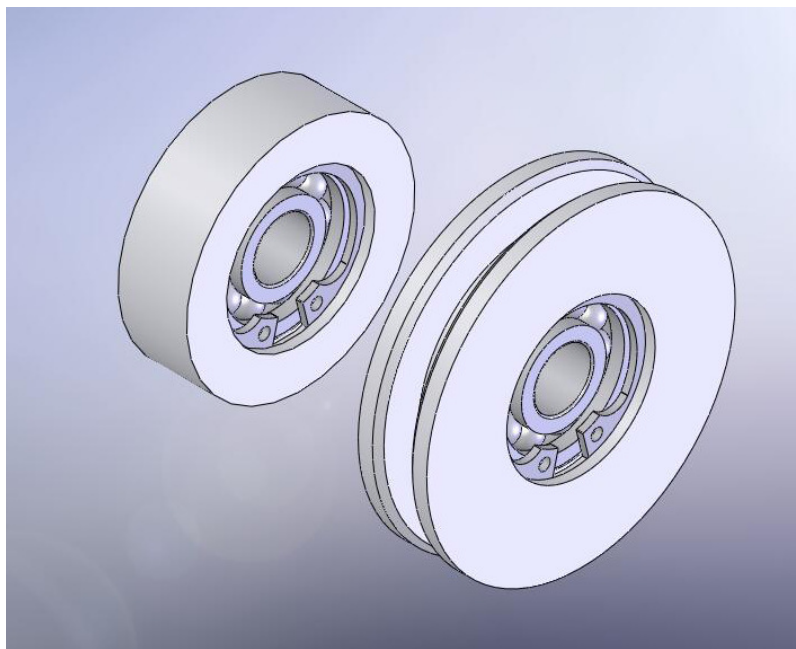


Abbildung 3–8: Laufrollen zur Lagerung der Kabeltrommeln

Links flache Ausführung für die dem Riementrieb abgewandte Seite, rechts profilierte Ausführung für die Riementriebseite zur axialen Lagerung der Kabeltrommeln

3.3.3 Festigkeitsüberprüfung und Lagerberechnungen

Das Gewicht einer leeren Kabeltrommel beträgt exakt 4 kg, zur Ermittlung des Gesamtgewichtes einer vollen Trommel kommt noch das Gewicht des aufgetrommelten Kabels und der Anschlusstechnik hinzu. Das Kabelgewicht beträgt 40,4 kg bei maximal 80 m und einem spezifischen Gewicht des Kabels von 0,505 kg/m. Die

Anschluss technik wird pauschal mit 2 kg veranschlagt. Die Gesamtmasse einer Kabeltrommel beträgt also 46,4 kg. Von der Rahmenkonstruktion muss eine Gewichtskraft von rund 453 N pro Trommel aufgenommen werden können, wie Formel 3-22 zeigt.

$$F_G = m \cdot a$$

Formel 3-22

$$F_G = 46,4 \text{ kg} \cdot 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$$

$$\underline{\underline{F_G = 453 \text{ N}}}$$

3.3.3.1 FEM-Spannungsanalyse des Rahmens

Die Seitenteile der Rahmenkonstruktion wurden einer FEM-Spannungsanalyse unterzogen. Dabei kam das Tool „CosmosXPress“ als Teil des Programmpaketes SolidWorks 2008 Professional zum Einsatz. Überprüft wurde lediglich die Spannung bei statischer Belastung unter der Annahme, dass die Kraft pro Lagerpunkt ein Achtel der Gewichtskraft jeder Kabeltrommel beträgt. Die Begründung hierfür liegt in dem Gedanken, dass jede Trommel beidseitig gelagert ist, so dass jede Seite etwa die Hälfte der Gesamtgewichtskraft aufnehmen muss. Von einer Seite aus betrachtet wird diese Last noch durch vier geteilt, da auf jeder Gestellhälfte zwei Seitenteile aus Blech mit jeweils zwei Löchern die Gewichtskraft aufnehmen. Am Ende muss also jede Bohrung rund 57 N Gewichtskraft tragen. Abbildung 3–9 zeigt den Kräfteansatz. Als „Lager“ wird die untere ebene Fläche angenommen, auf der das Seitenteil im montierten Zustand auch stehen würde. In der Simulation unberücksichtigt bleibt die Verbindung des oberen Endes des Kabeltrommelgestells mit der Fahrzeugkarosserie über ein Stahlblech. Dieses sorgt für eine weitere Stabilisierung des Kabeltrommelsystems und eine Erhöhung der Tragfähigkeit.

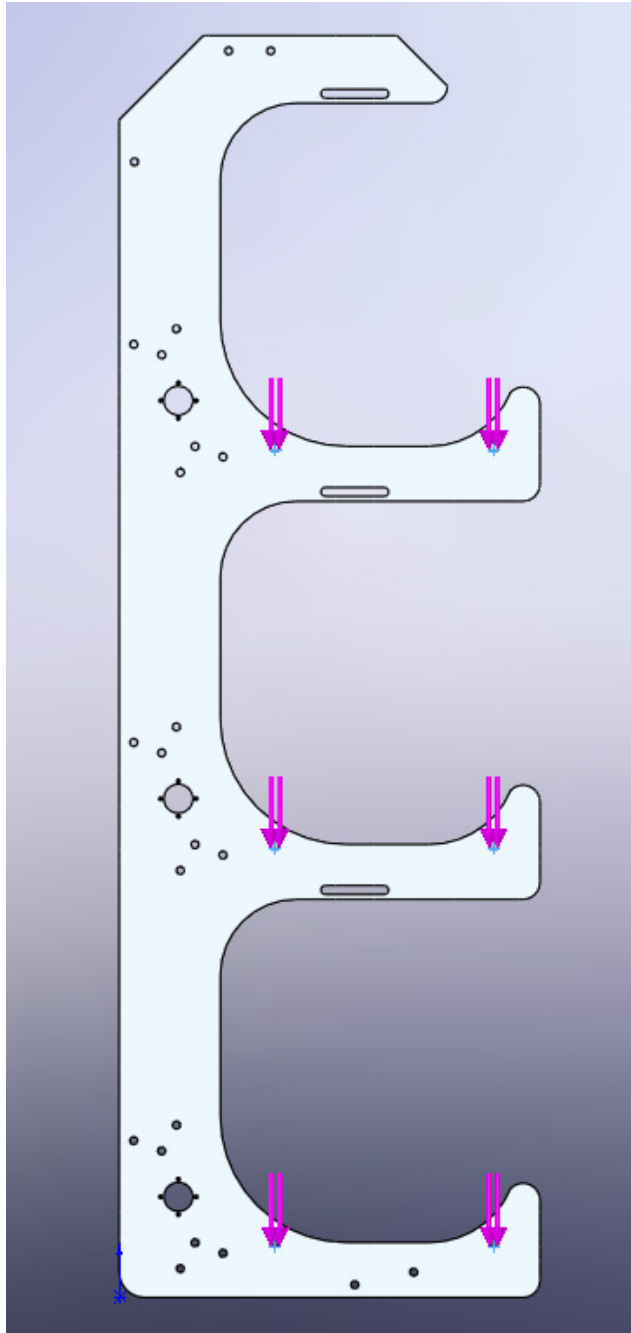


Abbildung 3–9: Kraftwirkungen in der FEM-Simulation

Die Randbedingungen mit denen das Simulationsprogramm arbeitet sind dabei folgende:

- Streckgrenze $R_{p0,2} = 110 \text{ N/mm}^2$
- Zugfestigkeit $R_m = 250 \text{ N/mm}^2$
- Elastizitätsmodul $E = 72 \text{ kN/mm}^2$
- Poissonsche Zahl 0,33
- Dichte $\rho = 2,7 \text{ g/cm}^3$

Abbildung 3–10 zeigt das Ergebnis der Simulation. Das Programm hat einen Sicherheitsfaktor von 8 errechnet, wobei dies für die Belastung mit 80 m Hochspannungsmesskabel gilt. Im „normalen“ Fall mit 50 m Kabel ist der Sicherheitsfaktor entsprechend noch höher. Allerdings wird nicht angenommen, dass das Ergebnis in vollem Umfang mit den tatsächlich herrschenden Spannungsverhältnissen übereinstimmt. Die recht einfache Simulation kommt ohne nähere Angaben zur Vernetzung oder Einwirkung von anderen Komponenten der Baugruppe aus, die bei erweiterten FEM-Simulationen nötig wären. Dennoch bietet das vorliegende Ergebnis einen Anhaltspunkt, ob die Konstruktion im kritischen Festigkeitsbereich liegt oder ob ausreichend Sicherheit vorhanden ist, so wie im vorliegenden Fall.

Da die Gesamtkonstruktion im FOF Stößen und Kräften aus verschiedenen Richtungen ausgesetzt ist, genügt es nicht die Betrachtung der Belastbarkeit auf die reine statische Gewichtskraft der Kabeltrommeln zu beschränken. Von Interesse ist insbesondere die Stabilität und die Neigung zu „Klappen“ sowie die Einwirkung von Fahrzeugvibrationen. Da für diese Eigenschaft in der Firma Hagenuk KMT allerdings keine festen oder gar vorgeschriebenen Normen und Richtlinien existieren, wurde entschieden die Verwindungssteife und „Klappersicherheit“ beim Prototyp im eingebauten Zustand zu überprüfen.

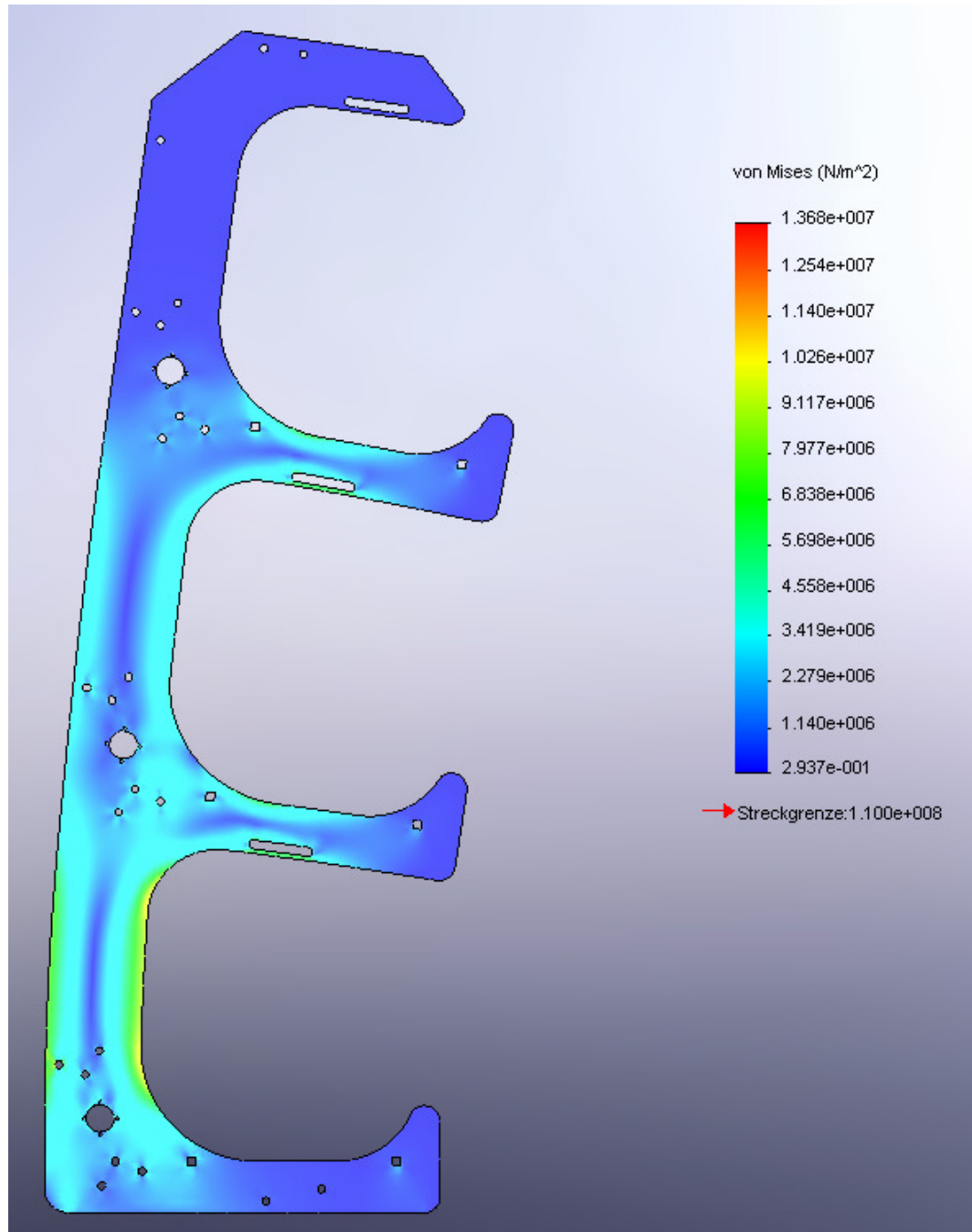


Abbildung 3–10: FEM-Simulation der statischen Belastung des inneren Rahmenteils unter der Gewichtskraft je einer Kabeltrommel

3.3.3.2 Eignungsprüfung der gewählten Wälzlager

Im ersten Schritt wurden Radial-Rillenkugellager nach DIN 625 vom Typ 6000-2RSL ausgewählt. Im Anhang befindet sich das zugehörige Datenblatt aus dem interaktiven Lagerkatalog der Firma SKF.

In den allermeisten Fällen liegt statische Belastung vor, die Lagerrollen drehen sich nur beim Ab- und Aufwickeln der Trommeln.

Für die Berechnungen ist es zunächst einmal nötig, die unter statischen Bedingungen auf jedes Kugellager einwirkenden Kräfte zu ermitteln. Zu diesem Zweck soll im Folgenden eine Berechnung durchgeführt werden, die von der im Kapitel 3.3.3 ermittelten Gewichtskraft einer einzelnen Kabeltrommel ausgeht.

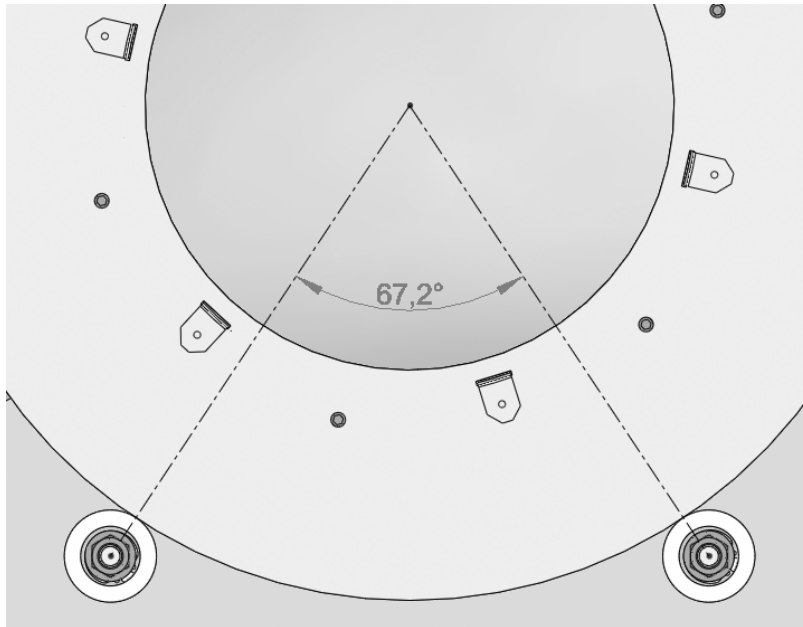


Abbildung 3–11: Position der Lagerrollen zur Kabeltrommel

Nach den CAD-Konstruktionsdaten

Dort wurde die Gewichtskraft F_G einer Kabeltrommel mit 436 N berechnet. In Abbildung 3–11 lässt sich der Winkel ablesen, der sich zwischen den beiden Kraftvektoren ergibt, welche jeweils vom Kreismittelpunkt der Kabeltrommel und den Mittelpunkten der Lager existieren. Dieser beträgt $67,2^\circ$ und findet im Schema der Abbildung 3–12 Verwendung. Für die Berechnung muss noch erwähnt werden, dass diese nur eine Seite des Rahmengestells betrachtet. Das bedeutet, dass die Gewichtskraft der Kabeltrommel hierfür halbiert werden muss. Wie in Abbildung 3–12 auf der rechten Seite zu erkennen ist, wird nur ein Lager zur Berechnung herangezogen und die Kräftevektoren hierfür angepasst. Die in die Berechnung eingehende Gewichtskraft halbiert sich dadurch nochmals.

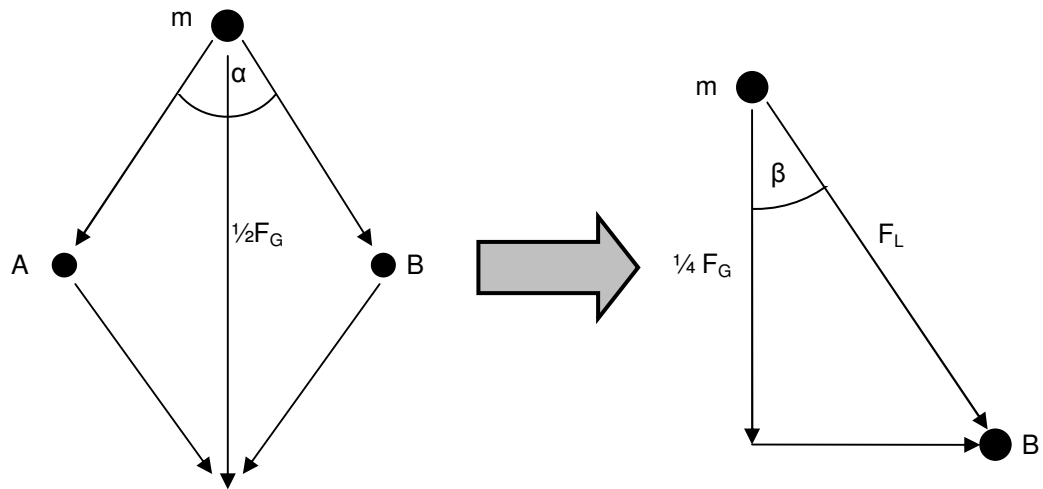


Abbildung 3–12: Kräfteverhältnisse an den Lagern A und B jeder Kabeltrommel

F_G ...Gewichtskraft einer Kabeltrommel, α ...Winkel an der Spitze des gleichschenkligen Dreiecks, β ...Halber Spitzenwinkel, m ...Masse einer Kabeltrommel, F_L ...resultierende Lagerkraft

gegebene Werte:

- $\beta = \frac{1}{2} \alpha = 33,6^\circ$
- $F_G = 453 \text{ N}$

$$\cos \beta = \frac{0,25 \cdot F_G}{F_L}$$

Formel 3-23

$$F_L = \frac{0,25 \cdot F_G}{\cos \beta}$$

$$F_L = \frac{0,25 \cdot 453 \text{ N}}{\cos 33,6^\circ}$$

$$\underline{\underline{F_L = 136 \text{ N}}}$$

Die statische Lagerkraft F_L , die auf jedes Lager dauerhaft einwirkt beträgt also rund 136 N.

Im Folgenden soll der Nachweis auf statische Tragfähigkeit erbracht werden. Dieser wird gemäß Roloff/Matek-Lehrbuch⁵ geführt. Dazu ist zunächst die statische Kennzahl f_s zu errechnen, was in Formel 3-24 geschieht. Dabei ist C_0 die statische Tragzahl, sie beträgt laut Herstellerangaben 1,96 kN, während P_0 der statischen Lagerkraft entspricht und mit 0,136 kN in die Berechnung eingeht.

$$f_s = \frac{C_0}{P_0}$$

Formel 3-24

$$f_s = \frac{1,96 \text{ kN}}{0,131 \text{ kN}}$$

$$\underline{f_s = 14,4}$$

Nach den Richtwerten⁶ für f_s liegt dieses Ergebnis weit über den üblichen Werten, das heißt das gewählte Wälzlager wird den statischen Belastungen mit hoher Sicherheit standhalten.

Nachdem die Eignung für statische Lasten nachgewiesen wurde, erfolgt nun der Nachweis auf dynamische Tragfähigkeit, wiederum nach Roloff/Matek⁷. Um diesen durchführen zu können ist es nötig die Drehzahl der Lager zu berechnen.

Die Drehzahl errechnet sich nach Formel 3-25 aus Motordrehzahl n_M , dem Übersetzungsverhältnis des Riementriebes i und dem Verhältnis der Durchmesser von Laufrolle und Kabeltrommel-Laufläche. Dabei beträgt n_M laut Datenblatt des Motors (siehe Anhang) maximal 151 Umdrehungen pro Minute. Wie in Kapitel 3.2.1 gezeigt wurde, ist das Übersetzungsverhältnis i gleich 5,2. Der Durchmesser der Trommel-Laufläche beträgt 430 mm und der der Laufrollen 40 mm, was aus den Konstruktionsdaten hervorgeht.

⁵ Roloff/Matek Lehrbuch Maschinenelemente, Abschnitt 14.3.1

⁶ Roloff/Matek Lehrbuch Maschinenelemente, Abschnitt 14.2.6

⁷ Roloff/Matek Lehrbuch Maschinenelemente, Abschnitt 14.3.2

$$n_L = \frac{n_M}{i} \cdot \frac{d_T}{d_L}$$

Formel 3-25

$$n_L = \frac{151 \text{ min}^{-1}}{5,2} \cdot \frac{430 \text{ mm}}{40 \text{ mm}}$$

$$\underline{\underline{n_L = 312 \text{ min}^{-1}}}$$

Nachdem die Lagerdrehzahl bekannt ist, muss noch die dynamisch äquivalente Lagerbelastung P errechnet werden. Da während der Rotation der Wälzlager im Normalfall keine nennenswerte axiale Belastung auftritt, kann P mit der radialen Lagerkraft F_L gleichgesetzt werden.

Nun wird die Lebensdauer L_{10h} (in Betriebsstunden) nach DIN ISO 281 berechnet, was in Formel 3-26 nachzuvollziehen ist. Dabei ist C die dynamische Tragzahl (laut Herstellerangaben 4,75 kN), P die dynamisch äquivalente Lagerbelastung und p der Lebensdauerexponent, welcher für Kugellager den Wert 3 hat sowie n als Symbol der Drehzahl.

$$L_{10h} = \frac{10^6 \cdot \left(\frac{C}{P}\right)^p}{60 \cdot n_L}$$

Formel 3-26

$$L_{10h} = \frac{10^6 \cdot \left(\frac{4,75 \text{ kN}}{0,136 \text{ kN}}\right)^3}{60 \cdot 312 \text{ min}^{-1}}$$

$$\underline{\underline{L_{10h} = 2.275.926 \text{ h}}}$$

Mit einer Ausfallwahrscheinlichkeit von 10 % hat das ausgewählte Lager eine Lebensdauer von rund 2,2 Millionen Betriebsstunden.

Um die Dimension dieser Größe vergleichen zu können, wird im Folgenden errechnet, wie viele Betriebsstunden im ungünstigsten Fall im Laufe von 10 Jahren erreicht werden. Dazu wird angenommen, dass ein Abwickelvorgang 5 Minuten dauert und ein Aufwickelvorgang die gleiche Zeit in Anspruch nimmt. Weiterhin wird angenommen, dass an einem Tag acht Messungen stattfinden, an jedem Werktag der Woche gearbeitet wird und der Messwagen das ganze Jahr über im Einsatz ist. Dabei

steht n für die Anzahl der Messungen pro Tag, d für die Anzahl der Tage, an denen der Messwagen über die Woche im Einsatz ist, w entsprechend für die Anzahl der Wochen pro Jahr und j für die Anzahl der Betriebsjahre, die zum Vergleich herangezogen werden.

$$t_{ges} = \frac{t_{Ab} + t_{Auf}}{60 \text{ min}} \cdot n \cdot d \cdot w \cdot j \quad \text{Formel 3-27}$$

$$t_{ges} = \frac{5 \text{ min} + 5 \text{ min}}{60 \text{ min}} \cdot \frac{8 \text{ h}}{\text{Tag}} \cdot \frac{5 \text{ Tage}}{\text{Woche}} \cdot \frac{52 \text{ Wochen}}{\text{Jahr}} \cdot 10 \text{ Jahre}$$

$$\underline{\underline{t_{ges} = 3.466 \text{ h}}}$$

Wenn man nun die Gesamtzahl der Betriebsstunden über zehn Jahre t_{ges} mit der rechnerischen Lebensdauer der gewählten Wälzlager unter idealen Bedingungen L_{10h} vergleicht, wird deutlich, dass sich das gewählte Wälzlager für diesen Einsatzfall sehr gut eignet.

3.3.3.3 Berechnung der Flächenpressung zwischen Laufrolle und Trommellauffläche

Um zu überprüfen, ob an der Lagerstelle der Kabeltrommeln bleibende Verformungen bei den Kunststoff-Laufrollen auftreten, muss die dort herrschende Flächenpressung ermittelt und mit dem entsprechenden Werkstoffkennwert verglichen werden. Dabei kommt das Modell der Hertzschen Pressung zur Anwendung.

Da sich an genannter Stelle zwei zylindrische Körper berühren, spricht man von einer Linienberührung. Es entsteht eine rechteckige Berührungsfläche, da sich die Körper unter Krafteinwirkung verformen.

Die Berechnungsvorschrift zur Ermittlung der Flächenpressung nach Hertz geht aus der Literatur ⁸ hervor:

$$p_{\max} = 0,418 \sqrt{\frac{F \cdot E}{l \cdot r}} \quad \text{Formel 3-28}$$

Diese Formel gilt für die Pressung zweier zylindrischer Flächen, wobei F für den Betrag der pressenden Kraft steht, E für den rechnerischen Elastizitätsmodul, l für

⁸ Walter, Eduard: Technische Formeln für die Praxis, 1992, Seite 153

die Berührungslänge der Walzen und r für den rechnerischen Radius der unterschiedlichen Räder. Da es sich bei den sich berührenden Körpern um eine Paarung zweier verschiedener Werkstoffe und zweier verschiedener Räder handelt, muss zunächst E und r berechnet werden.

Die Räder r_1 und r_2 ergeben sich dabei aus den Konstruktionsunterlagen.

$$r = \frac{r_1 \cdot r_2}{r_1 + r_2} \quad \text{Formel 3-29}$$

$$r = \frac{20 \text{ mm} \cdot 150 \text{ mm}}{20 \text{ mm} + 150 \text{ mm}}$$

$$\underline{r = 17,6 \text{ mm}}$$

Die Werkstoffkennwerte entstammen dem Tabellenbuch Roloff/Matek⁹.

$$E = \frac{2 \cdot E_1 \cdot E_2}{E_1 + E_2} \quad \text{Formel 3-30}$$

$$E = \frac{2 \cdot 2.800 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \cdot 72.000 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}}{2.800 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} + 72.000 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}}$$

$$\underline{E = 5.390 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}}$$

Nun kann die maximale Flächenpressung ermittelt werden. Die Kraft F wird dabei dem Ergebnis von Formel 3-23 entnommen. Die Linienbreite l entspricht der Materialdicke der Trommel-Seitenwand.

⁹ Roloff/Matek: Tabellenbuch Maschinenelemente. 2005. TB 1-3 und TB 1-4

$$p_{\max} = 0,418 \sqrt{\frac{F \cdot E}{l \cdot r}}$$

Formel 3-31

$$p_{\max} = 0,418 \sqrt{\frac{136 \text{ N} \cdot 5.390 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}}{4 \text{ mm} \cdot 17,6 \text{ mm}}}$$

$$\underline{\underline{p_{\max} = 42,7 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}}}$$

Nach TB 1-4 (a.a.O.) beträgt die Maximalspannung von PA66 $80 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$. Da die errechnete Flächenpressung wesentlich darunter liegt, wird der Tauglichkeitsnachweis der Laufrollen als erwiesen angesehen. Im praktischen Versuch mit einem Prototyp muss allerdings noch ausreichende Festigkeit in der Wärme nachgewiesen werden, da bei Laufrollen aus thermoplastischen Kunststoffen die Gefahr der Abplattung durch Kriechvorgänge besteht.

4 Erprobung der Konstruktion

Anhand der erstellten Konstruktionsunterlagen wurden alle Einzelteile für einen Prototypen bei einer Lohnfertigungs-Firma in Auftrag gegeben und mit den bestellten Kaufteilen montiert. Anschließend wurde die Ansteuer-Elektrik nach den Plänen von Kapitel 3.2.3.2 bestellt und fertig gestellt.

Alle drei Trommeln wurden mit je circa 50 m Hochspannungsmesskabel bestückt. Im Anschluss daran liefen alle drei Trommeln im Dauerbetrieb 14 Tage lang, um das Verschleißverhalten der Komponenten prüfen zu können. In Formel 3-31 wird errechnet, welcher Produkteinsatzzeit die Erprobungszeit t_h gegenüber gestellt werden kann. Dabei kommen die gleichen Annahmen zur Geltung wie sie schon in Kapitel 3.3.3.2 genutzt wurden.

$$t_h = 14 \text{ d} \cdot 24 \frac{\text{h}}{\text{d}}$$

Formel 4-1

$$\underline{t_h = 336 \text{ h}}$$

$$t_j = \frac{5 \text{ min} + 5 \text{ min}}{60 \text{ min}} \cdot 8 \frac{\text{h}}{\text{d}} \cdot 5 \frac{\text{d}}{\text{w}} \cdot 52 \text{ w}$$

$$\underline{\underline{t_j = 346 \text{ h}}}$$

Die Erprobungszeit von 14 Tagen entspricht also ungefähr der Produkteinsatzzeit von einem Jahr.

Nach dem stationären Test wurde das gesamte System in ein Fehlerortungsfahrzeug eingebaut und eine Testfahrt unternommen.

Im Folgenden sollen die Erfahrungen über die einzelnen Komponenten kurz aufgeführt werden.

4.1 Antrieb

Der ausgewählte Getriebemotor harmoniert gut mit der errechneten Riemenübersetzung. Die sich einstellende Trommeldrehzahl wurde seitens der technischen Leitung der sebaKMT als gut eingeschätzt.

Verbesserungsbedürftig ist die Riemenspanneinrichtung wie sie in Abbildung 3–4 zu sehen ist, da diese nicht stabil genug ausgelegt war. Infolge dessen lief der Riemen häufig ab, wenn sich die Spannrolle im Lasttrum befand. Die komplette Baugruppe wurde infolge dessen so modifiziert, dass sie einer höheren Belastung standhält und die Stabilität der Spannrolle erhöht wurde. In Abbildung 4–1 ist die neue Baugruppe zu sehen. Die Modifikationen betreffen vor allem das Bauteil „Rollenblech“, welches nun weniger kompliziert gestaltet ist und dessen Arretierungsschrauben zum Rahmen hin näher am Angriffspunkt der Riemenspannungskraft sind. Dadurch verkürzt sich die Hebellänge zwischen diesem Angriffspunkt und der Arretierung, was eine geringere Winkeländerung zur Folge hat. Weiterhin wurde eine Möglichkeit zur exakteren Positionierung der Riemenspanneinrichtung gefunden.

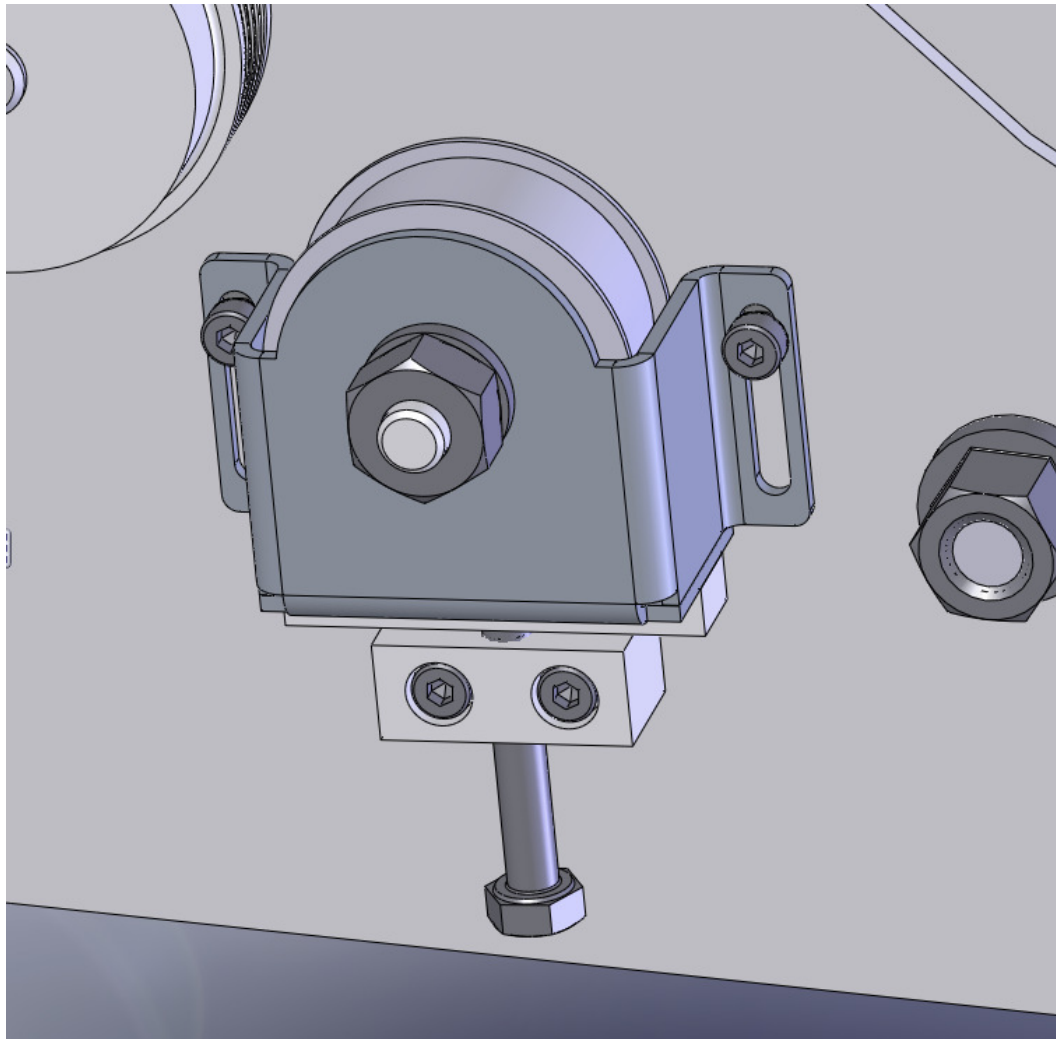


Abbildung 4–1: überarbeitete Riemenspanneinrichtung

Des Weiteren wurde die Welle-Welle-Verbindung des Motors mit der Antriebswelle überarbeitet. Die zum Ausgleichen von Lageabweichungen eingesetzte Oldham-Kupplung wurde entfernt und dafür die Antriebswelle derart umgestaltet, dass sie eine zum Getriebemotor passende Kerbverzahnung erhielt. Der Motor selbst muss infolge dieser Änderung die gleiche Montage-Bezugsebene besitzen wie die Antriebswelle, um Lageabweichungen beider Wellen weitestgehend ausschließen zu können. Zu diesem Zweck wurde die Motoraufhängung ebenfalls umgestaltet.

4.2 Kabeltrommeln

Die Konstruktion und Dimensionierung der Kabeltrommeln hat sich im Test bewährt. Verbesserungswürdig ist die Nahtstelle des rundgewalzten Bleches, da hier unter Umständen scharfe Kanten die Isolierung des Hochspannungsmesskabels beschädigen können. Infrage kommt zum Beispiel die Verschweißung dieser Naht oder das Anbringen eines Kantenschutzbandes.

4.3 Hauptrahmen

Die Ergebnisse aus dem Test des Rahmens sind teilweise unbefriedigend. Einerseits hat die Erprobung bestätigt, dass die Konstruktion in der Lage ist die Gewichtskräfte aller Bauteile, insbesondere der Kabeltrommeln aufzunehmen und auch den stoßartigen Belastungen gewachsen zu sein die im Rahmen der Fahrbewegungen des FOF auftreten. Andererseits ist die Stabilität des Rahmens zu niedrig; das Gestell führt seitliche Schwingungen mit einer Amplitude von etwa 1 bis 2 cm aus, was zu lautem Klappergeräusch führt.

Die Verbesserung erfolgt entweder in Form eines Querbleches, welches im Mittelbereich der Rahmenkonstruktion eingebracht wird (siehe Abbildung 4–2) oder durch eine Lasche in Form einer rechtwinkligen Abkantung an der hinteren Seite des inneren Rahmenteiles, welche ebenfalls eine Versteifung des Rahmens herbeiführen soll.

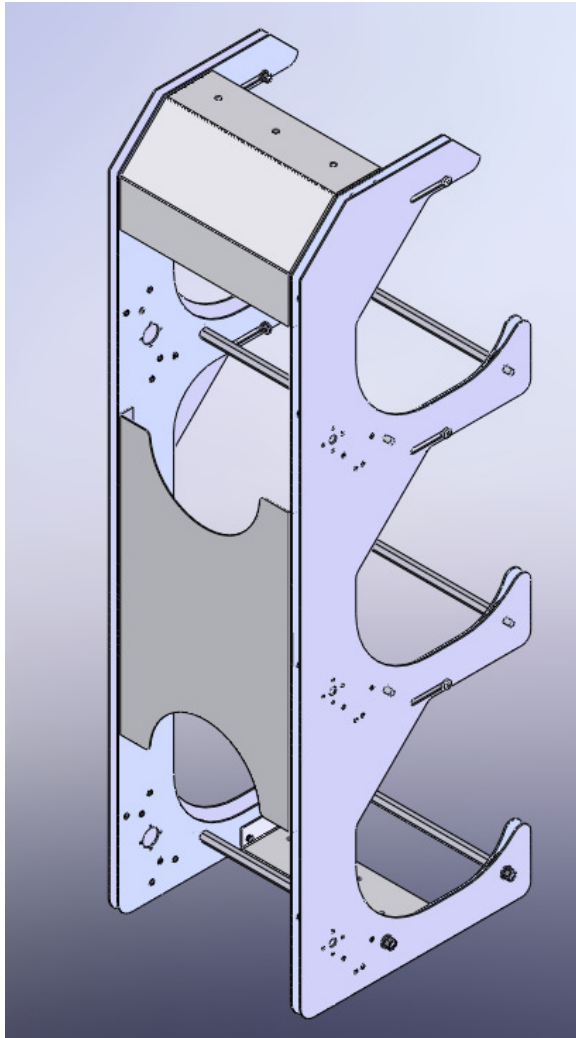


Abbildung 4–2: Mögliche Versteifung des Gesamtsystems durch ein Querblech

Alle genannten Punkte werden im Zuge eines zweiten Prototyps umgesetzt und untersucht. Eine Auswertung dazu kann im Rahmen dieser Diplomarbeit nicht erfolgen.

Die Laufrollen haben den Dauertest ebenfalls ohne Beschädigungen durchlaufen. Wie in Abbildung 4–3 zu erkennen ist, hat sich lediglich der Bereich des direkten ständigen Kontaktes mit der Kabeltrommel mit Metallstaub angereichert, was auf die Wechselwirkungen mit der Aluminium-Laufläche zurückzuführen ist. Diese wurde durch den Hersteller mit einer höheren Rauigkeit gefertigt als eigentlich per Zeichnung gefordert war, ebenso bei den Laufrollen, bei denen noch die typischen Riefen vom Längs-Rund-Drehen zu erkennen und beim Berühren zu fühlen waren. Die Geräuschentwicklung während des Betriebes wurde dennoch als befriedigend eingeschätzt.

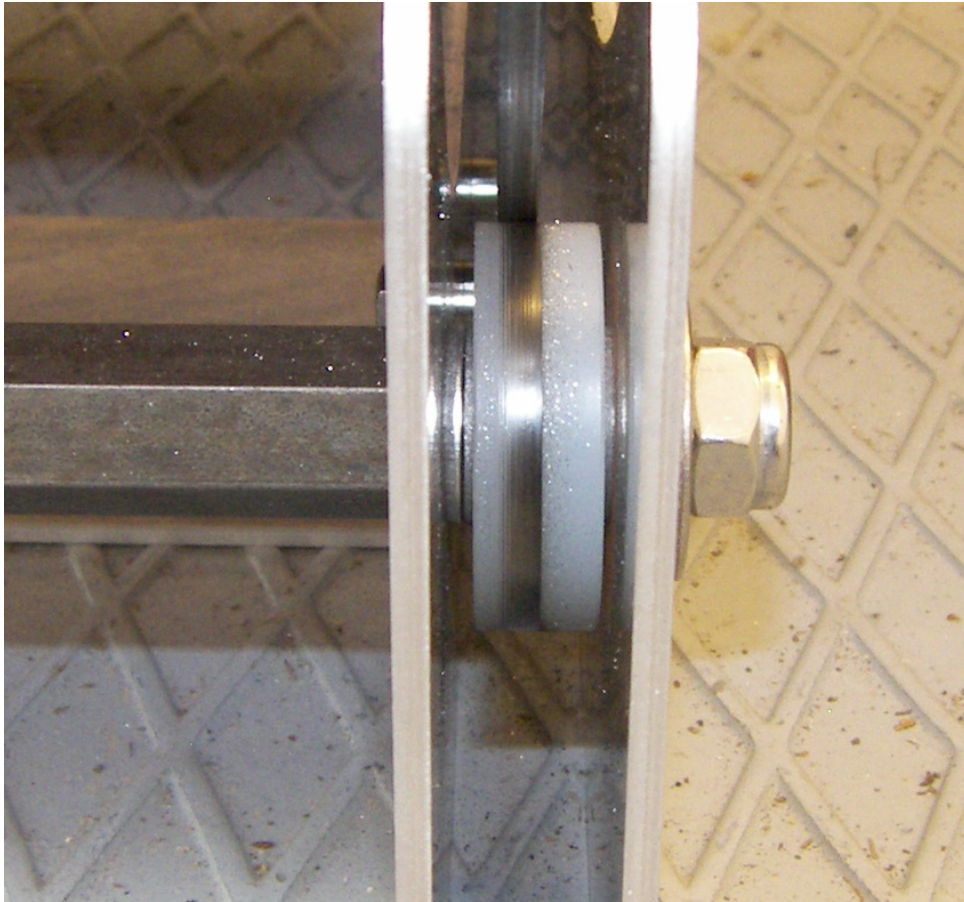


Abbildung 4–3: Laufrolle nach 14-tägigem Dauerversuch

5 Zusammenfassung und Ausblick

Ziel dieser Arbeit war es, eine Konstruktion eines modularen dreiphasigen Kabeltrommelsystems zu erstellen. Es sollte mehrere Einzellösungen ersetzen und gleichzeitig Verbesserungen in den Punkten höherer Arbeitsschutz, bessere Bedienbarkeit und niedrigeres Gewicht erbringen.

Am Anfang der Arbeit wurde das bereits existierende Datenmaterial zu diesem Projekt gesichtet und in Besprechungen mit dem Betreuer dieser Diplomarbeit, dem Leiter der Abteilung Forschung und Entwicklung von Hagenuk KMT sowie dem Produktmanager der Muttergesellschaft und ihrem technischen Geschäftsführer Zielsetzungen und die nötigen Schritte zur Realisierung festgelegt. Auf der Grundlage dieser Entscheidungen ist mittels 3D-CAD eine konstruktive Lösung entstanden, die wiederum innerhalb verschiedener Instanzen wie der Fertigungsleitung, dem Einkauf und der technischen Leitungsebene diskutiert wurde um möglichst vielen Gesichtspunkten und denkbaren Problemen von vornherein zu begegnen. Im Anschluss daran entstand ein Prototyp als Erprobungsmuster, mit dem umfangreiche Tests durchgeführt worden sind und so die Tauglichkeit der Gesamtkonstruktion mit ihren Einzelteilen untersucht wurde.

Dabei wurde in den meisten Aspekten die Idee der Konstruktion bestätigt und begrüßt. Überarbeitungen werden über den zeitlichen Umfang dieser Diplomarbeit hinaus erfolgen, um das Gesamtkonzept abzurunden und tauglich für die Serienfertigung zu machen. Dazu müssen weitere Erprobungen, aber auch Weiterentwicklungen erfolgen.

Beispielsweise kann auf Basis der vorliegenden Konstruktion ein Kabeltrommelsystem mit Handkurbelbetätigung angeboten werden, was aufgrund der bisherigen Verkaufszahlen (siehe Tabelle 1-1) höchstwahrscheinlich noch realisiert wird. Auch im Zusammenhang mit der elektrischen Ansteuerung der Motoren ist es möglich, noch Verbesserungen einzuführen. So wäre denkbar, dass der Anfahrvorgang der einzelnen Kabeltrommeln als „Softstart“ gestaltet wird, was allerdings eine Überarbeitung des Schaltungskonzeptes zur Folge hätte.

Weitere Arbeiten wird es auf dem Gebiet der Arbeitssicherheit geben, so dass Beispielsweise eine Riemenabdeckung und eine Griffschutz im Bereich der rotierenden Trommeln ergänzt wird.

Um den Bedienungskomfort des Kabeltrommelsystems weiter zu erhöhen wäre auch eine Kabelführungshilfe denkbar. Der Bediener müsste sich durch diese Einrichtung nicht mehr auf das Herstellen einer platz sparenden Wickelordnung auf der Kabeltrommel konzentrieren, sondern hätte nur noch die Aufgabe das eingeholte Kabel zu säubern und den Aufwickelvorgang zu überwachen.

Das gemessene Gewicht eines fertig montierten neuen Kabeltrommelsystems beträgt 38 kg. Dies stellt eine Verbesserung etwa dem Faktor 2 im Vergleich zu der vergleichbaren bisherigen *Comfort*-Version dar. Eine weitere Forderung war die Einhaltung eines maximalen HK1-Preises von rund 2.300 Euro. Dieses Ziel konnte bisher nicht erreicht werden, da momentan nur für einen Prototypen bilanziert wurde. Es kann aber davon ausgegangen werden, dass im Zuge der noch folgenden Überarbeitungen und der Überführung in die Serienfertigung mit einer deutlichen Senkung des Einkaufspreises pro System gerechnet werden kann, so dass auch dieses Ziel erreicht werden kann.

A Anhang

Im Anhang dieser Arbeit befindet sich die Baugruppenzeichnung des dreiphasigen Kabeltrommelsystems in der 50-m-Ausführung. Weiterhin sind die Datenblätter des verwendeten Getriebemotors und des Radial-Rillenkugellagers angehängt, aus welchen die Werte für die entsprechenden vorangegangenen Berechnungen stammen. Zuletzt ist noch der Schaltplan mit der Bestückungsliste des Motorsteuergerätes angehängt, so wie er im Prototypen Verwendung fand.

Anlagenverzeichnis

A.1 Baugruppenzeichnung des dreiphasigen Kabeltrommelsystems in der 50-m-Ausführung	61
A.2 Herstellerdatenblatt des Radial-Rillenkugellagers SKF DIN 625-6000-2RSL.....	63
A.3 Datenblatt des Getriebemotors BOSCH CHP 12V 40W	65
A.4 Schaltplan und Bestückungsliste des Motorsteuergerätes.....	67

A.1 Baugruppenzeichnung des dreiphasigen Kabeltrommel-systems in der 50-m-Ausführung

Der Baugruppenzeichnung vorangestellt ist die zugehörige Stückliste. Alle anderen Zeichnungen und Stücklisten befinden sich im PDF-Format auf der beiliegenden CD-ROM mit der Bezeichnung CD 1.

A.2 Herstellerdatenblatt des Radial-Rillenkugellagers SKF DIN 625-6000-2RSL

An das Herstellerdatenblatt gelangt man über die Website und den interaktiven Wälzlagerkatalog des Unternehmens SKF, wobei es keine feste URL gibt, so dass an dieser Stelle keine konkrete Linkadresse angegeben werden kann.

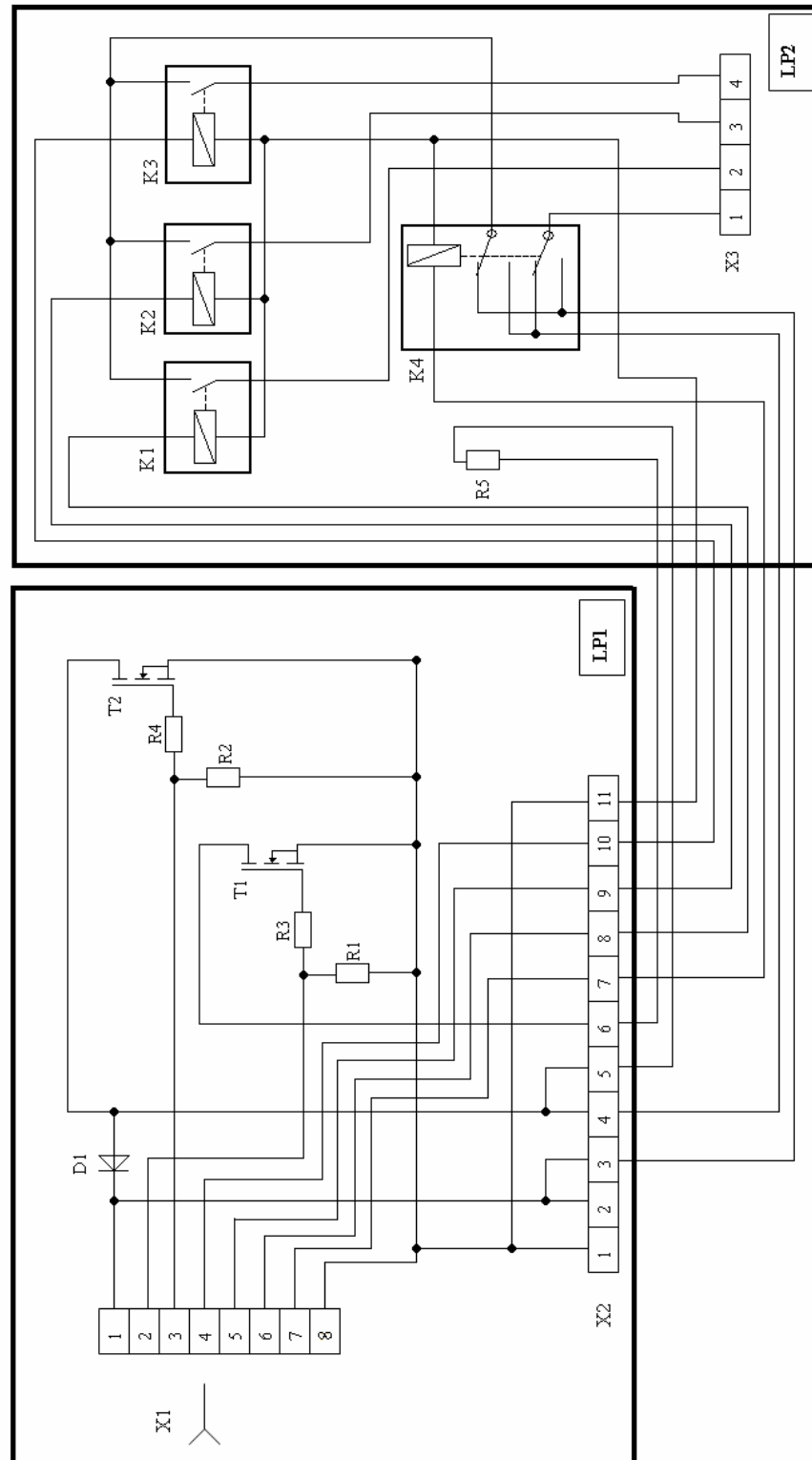
A.3 Datenblatt des Getriebemotors BOSCH CHP 12V 40W

Die Firma BOSCH bietet über ihre Website für den Automotive Aftermarket ¹⁰ verschiedene Elektromotoren an. Die zugehörigen Datenblätter liegen dort zum Download bereit.

¹⁰ Online-Katalog Automotive Aftermarket. Online im Internet: URL: <http://rb-aa.bosch.com/boaaemocs/> [Stand: 01.09.2009]

A.4 Schaltplan und Bestückungsliste des Motorsteuergerätes

Schaltplan Motorsteuergerät



Bestückungsliste Motorsteuergerät

Bezeichner	Art	Typenbezeichnung / Wert
D1	Halbleiterdiode	BYW29-100
K1	Relais	finder 65.31
K2	Relais	finder 65.31
K3	Relais	finder 65.31
K4	Relais	finder 62.82.9.012.0000
R1	Metallschichtwiderstand	10 kOhm 1/4W
R2	Metallschichtwiderstand	10 kOhm 1/4W
R3	Metallschichtwiderstand	80 Ohm 1/4W
R4	Metallschichtwiderstand	80 Ohm 1/4W
R5	Leistungswiderstand	2,2 Ohm 30W
T1	n-Kanal MOSFET-Transistor	IRFZ46N
T2	n-Kanal MOSFET-Transistor	IRFZ46N
X1	8-poliger DIN-Stecker	
X2	Anschlussklemmenblock für Printmontage	WaGo Typ 236
X3	Anschlussklemmenblock für Printmontage	WaGo Typ 236

Quellenverzeichnis

Literaturverzeichnis

Decker, Karl-Heinz; Kabus, Karlheinz, (2009): *Maschinenelemente. Funktion, Gestaltung und Berechnung.* 17. Auflage. München: Carl Hanser Verlag

Erhard, Gunter (2004): *Konstruieren mit Kunststoffen.* 3.Auflage. München/Wien: Carl Hanser Verlag

Hornoff, Paul (2008): *Ergonomische Analyse und Umgestaltung eines Kabeltrommelsystems. Belegarbeit an der Technischen Universität Dresden*

Muhs, Dieter u.a. (2005): *Roloff/Matek Maschinenelemente. Tabellen.* 17. Auflage. Wiesbaden: Vieweg-Verlag

Muhs, Dieter u.a. (2005): *Roloff/Matek Maschinenelemente. Normung, Berechnung, Gestaltung.* 17. Auflage. Wiesbaden: Vieweg-Verlag

Walther, Eduard (1992): *Technische Formeln für die Praxis.* 29. Auflage. Köln: Buch- und Zeit-Verlagsgesellschaft mbh

Verzeichnis der Internetquellen

SKF: Interaktiver Lagerkatalog, Online im Internet: URL: www.skf.de
[Stand 01.06.2009]

Continental Contitech: CONTI-V MULTIRIB® Power Keilrippenriemen.
Online im Internet: URL:
http://www.contitech.de/pages/produkte/antriebsriemen/antriebs-industrie/download/TD_Multirib_de_en.pdf [Stand 01.06.2009]

BOSCH: *Datenblatt CHP 12V 40W.. Technische Daten 0 390 251 648.*
Online im Internet: URL:
<http://rb-aa.bosch.com/boaaemocs/modules-pdf/BoschAAEMotorenPDF.dll/BOSCH-0390251684.pdf?db=boaaPRD7&mvid=313&clid=1&objectid=460&dispo=a>

Ehrenwörtliche Erklärung

Ich erkläre, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig und nur unter Verwendung der angegebenen Literatur und Hilfsmittel angefertigt habe.

Radeburg, 29. Oktober 2009

Unterschrift

